МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»
(СГАУ)

На правах рукописи

ИГОЛКИН АЛЕКСАНДР АЛЕКСЕЕВИЧ

РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Специальность 01.04.06 – Акустика

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

НАУЧНЫЙ КОНСУЛЬТАНТ – д.т.н., профессор
ШАХМАТОВ Е.В.

Самара – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Введение…….. 5

1 Анализ источников шума пневматических и газотранспортных систем. Существующие конструкции глушителей шума и их математические модели ……..…...…..…...…..…...…..…...…..…...…..…...…..…...…..…... 14

1.1 Источники шума пневматических и газотранспортных систем..... 14

1.2 Анализ методов снижения шума……..... 17

1.3 Анализ конструкций глушителей шума ……..... 21

1.4 Анализ математических моделей глушителей шума……..... 31

2 Уточнённая физическая картина аэродинамического шума в пневматических и газотранспортных системах с глушителями…….…..... 36

2.1 Природа шумообразования в пневматических и газотранспортных системах..... 37

2.2 Акустический КПД и коэффициент пропускной способности..... 44

2.3 Методы снижения шума регуляторов давления……..... 50

2.4 Акустическая мощность и уровень шума..... 53

3 Обобщённая математическая модель элемента пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума……..... 66

3.1 Математическая модель регулятора давления с глушителем шума .. 71

3.2 Метод получения устойчивого решения системы уравнений для расчёта газодинамических параметров в элементах пневматических и газотранспортных систем с глушителями шума……..……..... 80

3.3 Расчёт переходных процессов на примере регулятора давления с глушителем шума……..……..... 91

3.4 Математическая модель для расчёта акустических и динамических характеристик пневматических систем производственного оборудования с глушителями шума……..... 98

3.5 Моделирование акустических характеристик упругопористого материала МР ……..... 109

3.5.1 Математическая модель сопротивления продуванию..... 109

3.5.2 Математическая модель акустических характеристик МР..... 115

4 Метод определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума 122

5 Конструкции глушителей аэродинамического шума ……..……..... 171

5.1 Разработка глушителя шума пневматической системы с регулятором давления Camozzi MX3-1……..……..……..……..…….. 171

5.2 Разработка конструкций глушителей шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования……..... 177

5.3 Разработка глушителя шума системы выхлопа пневматического испытательного стенда..... 191

5.4 Разработка глушителя шума газораспределительной системы с регулятором давления газа РДПП 80 – 50 М ……..……..... 192

5.5 Разработка глушителя шума для системы выхлопа пневматической шлифовальной машины ……..... 196

5.6 Разработка программы для расчёта коэффициента звукопоглощения ……..……..……..…..... 197

6 Экспериментальные исследования разработанных глушителей……..... 201

6.1 Описание экспериментального оборудования …..... 202

6.2 Экспериментальные исследования глушителя шума пневматической системы с регулятором давления Camozzi MX3-1 ……..… 212

6.3 Экспериментальные исследования и доводка глушителей шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования и системы выхлопа пневматического испытательного стенда…… 224

6.4 Исследование эффективности глушителя шума газораспределительной системы с регулятором давления РДПП 80 – 50 М……..... 237

6.5 Экспериментальные исследования глушителя шума системы выхлопа пневматической шлифовальной машины..... 242

6.6 Экспериментальные исследования упругопористого материала МР. 247

6.6.1 Модернизация экспериментальной установки для исследования акустических характеристик МР……..... 247

6.6.2 Экспериментальные исследования акустических характеристик МР……..... 251

6.6.3 Исследование коэффициента звукопоглощения МР в высокочастотной области……..... 260

6.6.4 Оценка неопределённости измерений..... 268

Заключение……..……..……..……..……..……..…..... 270

Список сокращений и условных обозначений……..... 272

Список использованных источников……... 278

Приложение ……..... 296

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В настоящее время одной из основных проблем в пневматических и газотранспортных системах является повышенный уровень шума, который негативно воздействует на персонал, окружающую среду и трубопроводные системы. Шум является следствием вибрации корпусных элементов и пульсаций давления рабочей среды. Снижению вибрации технических систем посвящены работы Бобровницкого Ю.И., Будрина С.В., Васильева А.В., Владиславлева А.П., Ганиева Р.Ф., Генкина М.Д., Гладких П.А., Ионова А.В., Клюкина И.И., Майзеля А.Б., Никифорова А.С., Старцева Н.И., Хачатуряна С. А., Шахматова Е.В., Шорина В.П., и др. Причём в качестве источника этих возмущений учёные рассматривают насосы, компрессоры, нагнетатели, авиационные и ракетные двигатели, двигатели внутреннего сгорания. Однако существует большой класс элементов пневматических и газотранспортных систем, которые создают возмущения, не имея вращающихся элементов, порождающие опасные с точки зрения прочности вибрацию и шум, воздействующий на персонал. К таким элементам относятся регуляторы давления (РД), клапаны, распределители, задвижки и другие препятствия. Как показано в работах Арзуманова Э.С., Берестовицкого Э.Г., Голованова В.И., Терехова А.Л., Юдина Е.Я., и др. для снижения шума пневматических и газотранспортных систем (далее просто систем) целесообразно использовать специальные глушители шума. В работе Крючкова А.Н. приводятся критерии эффективности глушителя, включающие акустическую эффективность, гидросопротивление, габариты и ресурс глушителя. В то же время недостаточно изучены вопросы определения характеристик и параметров эффективных глушителей аэродинамического шума с учётом сохранения работоспособности систем, в которых они установлены. Поэтому исследование, направленное на разработку глушителей аэродинамического шума пневматических и газотранспортных систем является своевременным.

Таким образом, всестороннее исследование процессов генерации, излучения и распространения шума в элементах пневматических и газотранспортных систем и разработка метода определения функциональных и акустических характеристик

и конструктивных параметров глушителей и их конструкций, основанного на адекватном математическом описании и экспериментальных исследованиях, определяют актуальность данной работы.

Степень разработанности темы. Проблеме снижения шума регуляторов давления пара и газа, посвящены работы таких авторов как Арзуманова Э.С., H.D. Baumann Beranek L., D. Bies и C. Hansen, Monsen J., и др. В них освещены вопросы методов ступенчатого дросселирования и разбиения потока. Однако отсутствуют рекомендации для практического применения этих методов при создании глушителей в составе конкретных систем, в которых они установлены.

В качестве звукопоглощающих элементов в глушителях используются различные материалы, такие как пористые металлы, пластмассы и др. Вопросы использования пористых металлов в составе глушителей шума рассмотрены в работах Белова С.В., Горина С.В, Изжеурова Е.А., Никифорова Н.А., Финкельштейна А.Б.. Однако не существует математических моделей, описывающих акустические свойства пористых металлов, что сдерживает их применение для шумоглушения.

Цель исследования состоит в снижении аэродинамического шума при сохранении работоспособности пневматических и газотранспортных систем за счёт использования глушителей, созданных на основе разработанных расчётных и экспериментальных моделей и методов.

Основные задачи диссертационной работы состоят в следующем:

1) Уточнение физической картины работы глушителя в составе пневматической и газотранспортной систем.

2) Разработка обобщённой математической модели элемента системы с глушителем шума, определяющей связь акустической эффективности глушителя и его параметров в пневматической и газотранспортной системе, в которой он установлен.

3) Разработка метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, позволяющего выбирать параметры глушителя с учётом имеющихся ограничений.

4) Создание новых высокоэффективных образцов глушителей аэродинамического шума.

5) Проведение экспериментальных исследований различных глушителей шума и их элементов для подтверждения теоретически полученных закономерностей изменения акустической эффективности глушителя от его параметров с целью отработки и внедрения новых образцов глушителей шума.

Научная новизна работы заключается в том, что впервые получены следующие результаты:

1) Проведено уточнение физической картины работы глушителя в составе пневматической и газотранспортной системы, заключающееся в том, что глушитель рассматривается как дополнительный источник акустической мощности, который совместно с элементами системы участвует в генерации суммарного шума.

2) Разработана обобщённая математическая модель элемента пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума, которая описывает функциональные и акустические характеристики системы, определяющая связь акустической эффективности глушителя и его параметров, и позволяющая оценивать их влияние на динамические характеристики системы.

3) Разработан метод определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, учитывающий характеристики системы, в которой он установлен, и позволяющий выбирать и оптимизировать параметры глушителя с точки зрения минимизации акустической мощности, излучаемой системой, с учётом наложенных ограничений.

4) Создан метод получения устойчивого решения системы уравнений для расчёта газодинамических параметров в элементах пневматических и газотранспортных

систем с глушителями шума на основе преобразования независимых переменных математической модели системы с глушителем, позволяющий свести задачу поиска решений системы нелинейных уравнений с ограничениями на них к соответствующей безусловной задаче в новых координатах.

Теоретическая и практическая значимость работы. Теоретическая значимость заключается в том, что разработанные методы и модели расширяют научные основы создания глушителей шума пневматических и газотранспортных систем. Разработанный метод определения характеристик и параметров глушителей позволяет создавать эффективные конструкции глушителей шума с учётом характеристик системы, в которой он установлен, и оценивать его влияние на функциональные и динамические характеристики системы.

Практическая значимость заключается в том, что моделирование глушителя совместно с системой позволяет значительно сократить число испытаний опытной конструкции и время доводки конструкции глушителя. Разработанное программное обеспечение для определения акустических характеристик в импедансной трубе позволяет проводить измерение в диапазоне частот 300-5000 Гц. Разработанная математическая модель МР как звукопоглощающего материала внедрена на ГНЦ ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». Акустическая эффективность разработанных глушителей шума достигает 42 дБА. Глушители внедрены на ОАО АвтоВАЗ, ОАО СеАЗ, ОАО Самарский завод технического стекла, ООО «Газпром трансгаз Самара», ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ - Прогресс» (ныне АО «РКЦ «Прогресс»). Основные материалы диссертации используются в учебном процессе СГАУ.

Методы исследований. Работа выполнена на основе расчётных и экспериментальных исследований, а также конструкторских разработок. Поиск и выбор вариантов конструктивного исполнения глушителей шума осуществлялся с использованием методов аэроакустики, вычислительной газодинамики, механики. Экспериментальные исследования проводились на стендовом оборудовании

СГАУ, в натурных условиях в ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс», ООО «Газпром трансгаз Самара», ОАО АвтоВАЗ.

Основные положения, выносимые на защиту:

1) Уточнённая физическая картина работы глушителя в составе пневматической и газотранспортной системы, которая позволяет учесть акустическую мощность, генерируемую системой с глушителем.

2) Обобщённая математическая модель элемента пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума, позволяет определять закономерности изменения акустической эффективности глушителя от его параметров и оценивать их влияние на динамические характеристики системы с использованием созданного метода получения устойчивого решения.

3) Метод определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, учитывающий характеристики системы, в которой он установлен, позволяющий выбирать и оптимизировать параметры глушителя с точки зрения минимизации акустической мощности, излучаемой системой, с учётом наложенных ограничений.

4) Разработанные на основе предлагаемого метода, защищённые патентами на полезную модель, и внедрённые глушители шума пневматических и газотранспортных систем, в том числе с элементами из звукопоглощающего материала МР.

Степень достоверности. Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной физической и математической постановкой задач, сопоставлением результатов с результатами других исследователей и подтверждением расчётных данных проведёнными экспериментами в опытно-промышленных условиях лично автором. Экспериментальные исследования проведены на поверенном оборудовании аккредитованной акустической измерительной лаборатории с использованием современных методик сбора и обработки исходной информации. Проведена оценка неопределённости результатов измерения коэффициента зву-

копоглощения, которая не превышает 5 %. Полученные результаты имеют ясную физическую трактовку и внутреннюю непротиворечивость. Показано соответствие теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г. Самара, 2003, 2006, 2009, 2011 гг.), 5-й Международной конференции молодых ученых и студентов "Актуальные проблемы современной науки" (г. Самара, 2004 г.), Международном симпозиуме «Transport Noise and Vibration» (Санкт-Петербург, 2004, 2006 гг.), VI Международной научно-практической конференции «Людина і Космос» (г.Днепропетровск, Украина, 2005, 2007, 2012 гг.), Международном экологическом конгрессе ELPIT (г. Тольятти, 2005, 2007, 2009 2013 гг.), X международной научной конференции «Решетнёвские чтения» (г. Красноярск, 2006 г.), V Международном социально-технологическом форуме «Безопасность. Технологии. Управление» SAFETY (г. Тольятти 2007, 2011, 2013 гг.), Международной научно-технической конференции «Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке» (г. Санкт-Петербург, 2008 г.), Международной научно-технической конференции "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" (г. Санкт-Петербург, 2008 г.), Международной научной конференции «Колебания и волны в механических системах» (г. Москва, 2012 г.), XIX Всероссийской научно-технической конференции по неразрушающему контролю и технической диагностике (г. Самара, 2011 г.), III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием "Защита населения от повышенного шумового воздействия" (г. Санкт-Петербург, 2011 г.), Симпозиуме «Самолётостроение России. Проблемы и перспективы» (г. Самара, 2012г.), Международном научно-техническом форуме, посвящённом 100-летию ОАО «Кузнецов» и 70-летию СГАУ, Международной научно-технической конференции «Динамика и виброакустика машин» (г. Самара, 2012, 2014 гг.), международной конференции IEECA 2014 (Hong Kong, China), международных кон-

грессах «International congress on Sound and Vibration (ICSV17-22)» (Cairo, Egypt; Rio de Janeiro, Brazil; Bangkok, Thailand; Vilnius, Lithuania; Beijing, China; Florence, Italy, 2010-2015 гг.).

Исследования проводились в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования "Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)".

Структура и объём диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, шести глав, заключения, списка использованных источников из 170 наименований, 1 приложения. Основное содержание работы изложено на 299 страницах (включает 221 рисунок и 25 таблиц).

В первой главе проведён анализ состояния научных разработок в области создания методов и средств снижения аэродинамического шума, разработки глушителей шума пневматических и газотранспортных систем. Для эффективного решения задач, поставленных в диссертации, проведён анализ источников шума, методов и средств снижения шума. Рассмотрены конкретные конструкции глушителей и их математических моделей. Отмечены недостатки рассмотренных конструкций и математических моделей. Определены задачи, требующие решения.

Во второй главе рассмотрены вопросы работы глушителя в составе пневматических и газотранспортных систем. Для разработки метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей и создания эффективных конструкций глушителей аэродинамического шума пневматических и газотранспортных систем рассмотрены особенности работы глушителя и уточнена физическая картина его работы в составе системы. Для уточнения физической картины работы глушителя в составе пневматической или газотранспортной системы рассмотрены схема взаимодействия пульсаций давления рабочей среды (акустической и гидродинамической природы), вибрации и шума, природа шумообразования при обтекании препятствий, различные режимы течения рабочего тела через регулирующий орган регулятора давления. Исследованы зависимости акустического КПД и коэффициента пропускной способности

на примере различных регуляторов давления. Описана схема шумообразования при установке глушителя в систему с регулятором давления. Рассмотрена на качественном уровне суммарная акустическая мощность, генерируемая регулятором давления и одноступенчатым глушителем шума. Приведены особенности работы пневматической системы с глушителем шума выхлопа.

В третьей главе разработана обобщённая математическая модель элементов пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума для создания метода определения характеристик и параметров глушителей шума. Рассмотрены различные классификации элементов пневматических систем, разработаны частные математические модели. Проведён анализ и моделирование влияния установки глушителя на динамические процессы в системе. Данное влияние рассмотрено на нескольких технических объектах исследования. Разработана математическая модель МР как звукопоглощающего материала с учётом его пропускной способности для использования в глушителях аэродинамического шума.

В четвёртой главе разработан метод определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, основанный на математическом и численном моделировании и оптимизации акустических характеристик системы с глушителем. Представлен пример определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей аэродинамического шума регулятора давления газа РДПП 80 – 50 М на основе разработанного метода. По известным исходным данным рассчитан уровень акустической мощности и уровень звукового давления в расчётной точке. Проведена оценка прочностного состояния системы и её соответствия санитарным нормам. Проведён расчёт количества ступеней глушителя. По упрощённой модели рассчитаны давления во всех полостях системы и суммарная акустическая мощность. Проведена оптимизация площадей проходного сечения глушителя. Рассчитаны динамические характеристики системы с глушителем. Проведено численное моделирование акустических характеристик дроссельной шайбы в различных исполнениях.

В пятой главе рассмотрены вопросы разработки конструкций глушителей аэродинамического шума пневматических и газотранспортных систем. Для их разработки использованы результаты, полученные в главах 2,3 и 4.

Разработаны следующие глушители аэродинамического шума:

1) глушитель шума пневматической системы с регулятором давления Camozzi MX 3-1.

2) глушитель шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования.

3) глушитель шума системы выхлопа пневматического испытательного стенда.

4) глушитель шума регулятора давления газа РДПП 80-50 М.

5) глушитель шума системы выхлопа пневматической шлифовальной машины.

В шестой главе рассмотрены вопросы экспериментального исследования разработанных глушителей. Описано модернизированное экспериментальное оборудование. Представлены результаты экспериментальных исследований глушителя шума пневматического регулятора давления, упругопористого материала МР, глушителей шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования, глушителя шума пневматической шлифовальной машины, глушителя шума регулятора давления газа РДПП 80 – 50 М. Представлены результаты измерения основных параметров системы в исходном состоянии и с глушителем шума. Проведена визуализация акустических полей с целью ранжирования источников шума в системе. Определена акустическая эффективность глушителей и параметры быстродействия системы.

В заключении представлены основные выводы по работе и предложены возможные области применения полученных результатов.

1 АНАЛИЗ ИСТОЧНИКОВ ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ. СУЩЕСТВУЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА И ИХ МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ

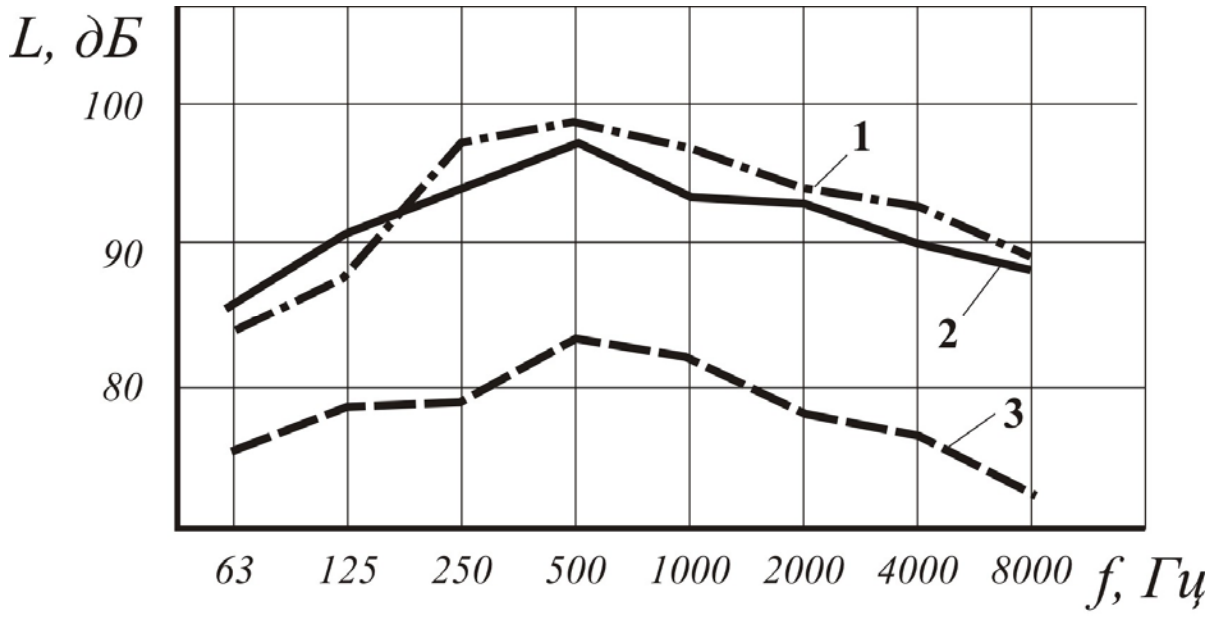
В соответствии с выполняемыми функциями в пневмосистеме можно выделить следующие элементы: источники питания, цепи управления, исполнительные устройства и потребители. От источника питания производится снабжение остальных частей системы рабочей средой под давлением. Кроме того, к пневмосистемам относят такие вспомогательные устройства, как глушители шума и фильтры. Типовая пневмосистема состоит из последовательного и параллельного соединения ёмкостей, трубопроводов и местных сопротивлений.

Газораспределительная станция (ГРС) как элемент газораспределительной системы предназначена для подачи газа потребителям в заданном количестве с определённым давлением [73]. В состав ГРС входят регулятор давления, разветвлённая система трубопроводов с задвижками, узел учёта расхода и др.

Для эффективного решения задач, поставленных в диссертации, необходим анализ источников шума, методов и средств снижения шума, математических моделей глушителей шума.

1.1 ИСТОЧНИКИ ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Шум пневматических и газотранспортных систем (далее просто систем), технологического оборудования и инструмента по природе происхождения можно разделить на две группы: аэродинамический и механический. Среди устройств, работа которых приводит к повышенному шумоизлучению, наиболее значимыми являются регуляторы давления, задвижки, пневмодвигатели, цилиндры, клапаны различного назначения, трубопроводы, арматура, компрессоры. На рисунке 1.1 [41, 72] представлены спектры шума, создаваемого при работе технологического оборудования. Из рисунка видно, что значимый вклад в общий уровень шума работающего оборудования вносит выхлоп сжатого воздуха.



1) система «пуансон – заготовка - матрица»;
2) выхлоп сжатого воздуха;
3) электродвигатель.

Рисунок 1.1 – Уровень шума пресса при работе

Работа пневматических и газотранспортных систем сопровождается процессами редуцирования потока. В результате исследований, выполненных в работах [7, 8, 9, 39, 43, 44, 45, 49, 66, 99, 101, 103, 110, 111, 116, 117, 151, 155, 157], установлены источники шума и вибрации регулирующих агрегатов.

Рабочее тело, проходя через физическое ограничение (конструктивное сужение), увеличивает свою скорость за счёт падения давления (рисунок 1.2), что приводит к образованию турбулентного потока и газовых завихрений. Данные процессы влияют на уровень шума.

При редуцировании давления газа, на клапане уже при малых перепадах давления поток достигает значительных скоростей, в результате за узлом дросселирования образуется область турбулентного движения. Эта область характеризуется большими пульсациями (колебаниями) давления и плотности среды, поэтому необходима оценка скоростей истечения в критических точках, показанных на рисунке 1.3 [151].

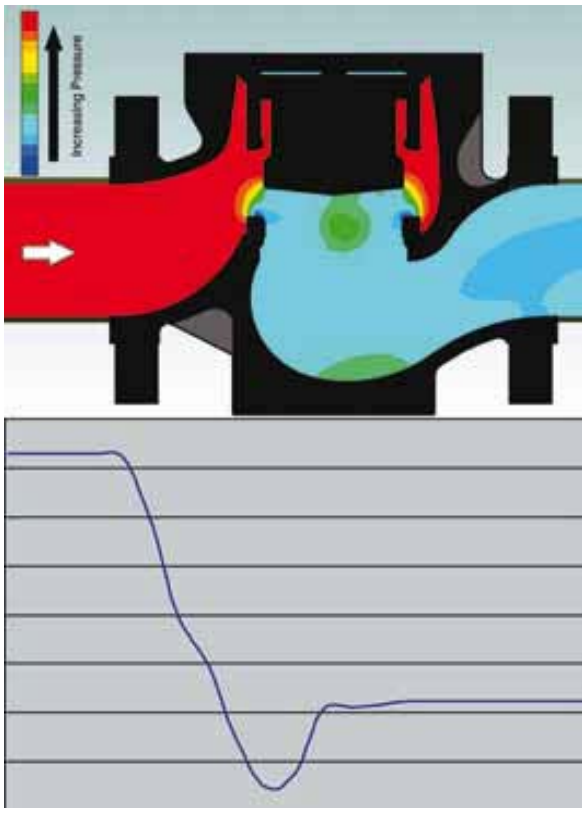


Рисунок 1.2 - Падение давления в регуляторе давления

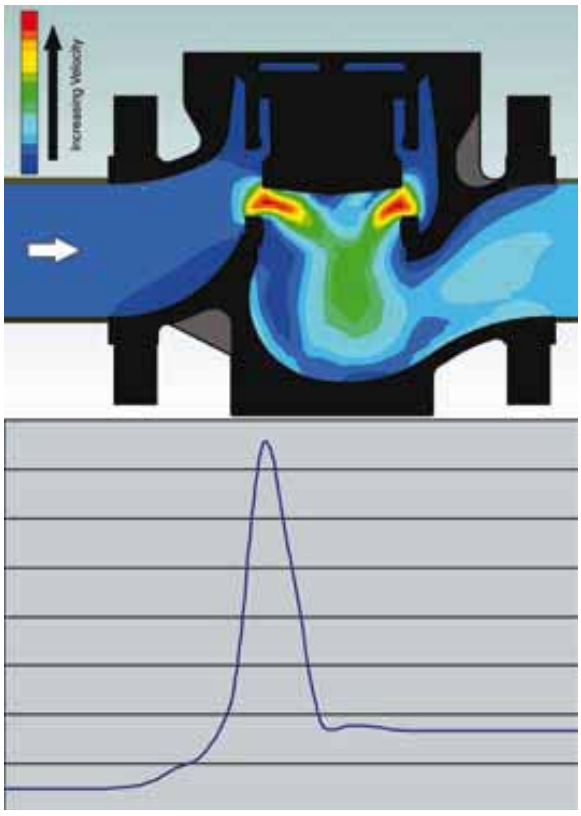


Рисунок 1.3 – Скорость потока в регуляторе давления

Скорость и уровень шума в системе определяются соотношением $p_{вх} / p_{вых}$. Когда перепад мал, энергия потока будет низкой и, соответственно, шум останется на низком уровне.

Шум пневмосистем производственного оборудования возникает в основном при истечении сжатого воздуха из пневматических устройств в атмосферу вследствие турбулентного смешения выходящего с большой скоростью потока сжатого воздуха с наружным воздухом. Так как режим истечения сжатого воздуха в атмосферу, как правило, сверхкритический и скорость потока близка к скорости звука, то уровень звука при выхлопе из пневматических цилиндров и при сбросе воздуха через предохранительные клапаны может достигать 120…130 дБА. Причём частотный спектр струи имеет выраженный высокочастотный характер с максимумом в диапазоне выше 1000 Гц.

Приведенный обзор источников шума пневматических и газотранспортных систем не претендует на полноту изложения. Его целью было выделить те из них, с которыми непосредственно связаны цели и задачи настоящей диссертации.

1.2 АНАЛИЗ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ШУМА

Из многочисленных научно – исследовательских работ известны следующие основные пути снижения колебаний и шума в пневматических системах [9, 16, 21, 22, 26, 39, 48, 72, 76, 104, 105, 109, 154]:

- снижение виброакустической активности источника;
- применение специальных корректирующих устройств и глушителей шума;
- звукоизоляция источника колебаний и шума.

В таблицу 1.1 сведены основные мероприятия для снижения шума в пневматических системах, которые выбираются с учётом происхождения и характера шума, технических данных и других факторов [39, 104].

Таблица 1.1 – Методы и средства снижения шума

Методы снижения уровня шума	Средства снижения шума	Снижение уровня звука, дБА
1	2	3
Применение глушителей и насадок	Глушители с проницаемым материалом (синтетическим, металло – и минералокерамическим и волокнистым)	15-30
	Глушители камерные, резонаторные, интерференционные	5-20
	Глушители с облицовкой каналов звукопоглощающим материалом	2-40
	Комбинированные глушители (фильтры-глушители)	8-30
	Фильтры-глушители Звукопоглощающие насадки (сопла фигурного профиля, эжекторы, облицовка сопла звукопоглощающим материалом)	2-15

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3
Конструктивные изменения	Исключение возможностей скопления конденсата, резких изменений проходных сечений и многократных поворотов пневмолиний с большими расходами воздуха, колебаний элементов механизмов, ударов подвижных деталей (поршней, золотников)	3-35
Звукоизоляция источника шума	Звукопоглощающие экраны	2-25
	Звукопоглощающие кожухи	3-50
	Звукоизолированные участки и вынос источника шума за пределы рабочего помещения	6-60

Очевидно, что наиболее эффективный путь снижения виброакустических нагрузок – устранение их первопричины в источниках колебаний. Как отмечалось выше, основными источниками шума в пневмосистемах являются выхлоп сжатого воздуха, компрессоры, трубопроводы и регулирующие клапана. Метод снижения динамической активности источника заключается в усовершенствовании конструкции источника или в изменении технологического процесса. Большое внимание снижению шума компрессоров уделяется в работах [17, 18, 43, 90, 113, 150], где установлено влияние разного рода факторов и различных конструктивных параметров на уровень колебаний и шума, создаваемых агрегатами.

Существует множество работ, посвящённых снижению шума и вибрации пневматических и газотранспортных систем (Hans D. Baumann, David A. Bies, Colin H. Hansen, Floyd D. Jury, Э.С. Арзуманов, О.Н. Емельянов, А.Л. Терехов, и др.) [43, 103, 114, 125, 126, 127, 128, 130, 138, 151,164]. Среди производителей регулирующей и запорной арматуры можно выделить ряд компаний успешно реализующих мероприятия по снижению шума (НПО «Аврора», НПФ "ЦКБА", Emerson, Fisher, Masoneilan, Samson, Tartarini, Valin и др.). Анализ зарубежной и отечественной литературы показал существование двух методов снижения аэродинамического шума регулирующей и запорной арматуры: ступенчатое дроссе-

лирование и деление потока (разбиение на мелкие струйки). К средствам снижения шума регулятора относятся: глушители (рисунок 1.4), облицованные звукопоглощающим материалом трубопроводы, звукоизолирующие кожухи (на рисунке не показаны) и др.

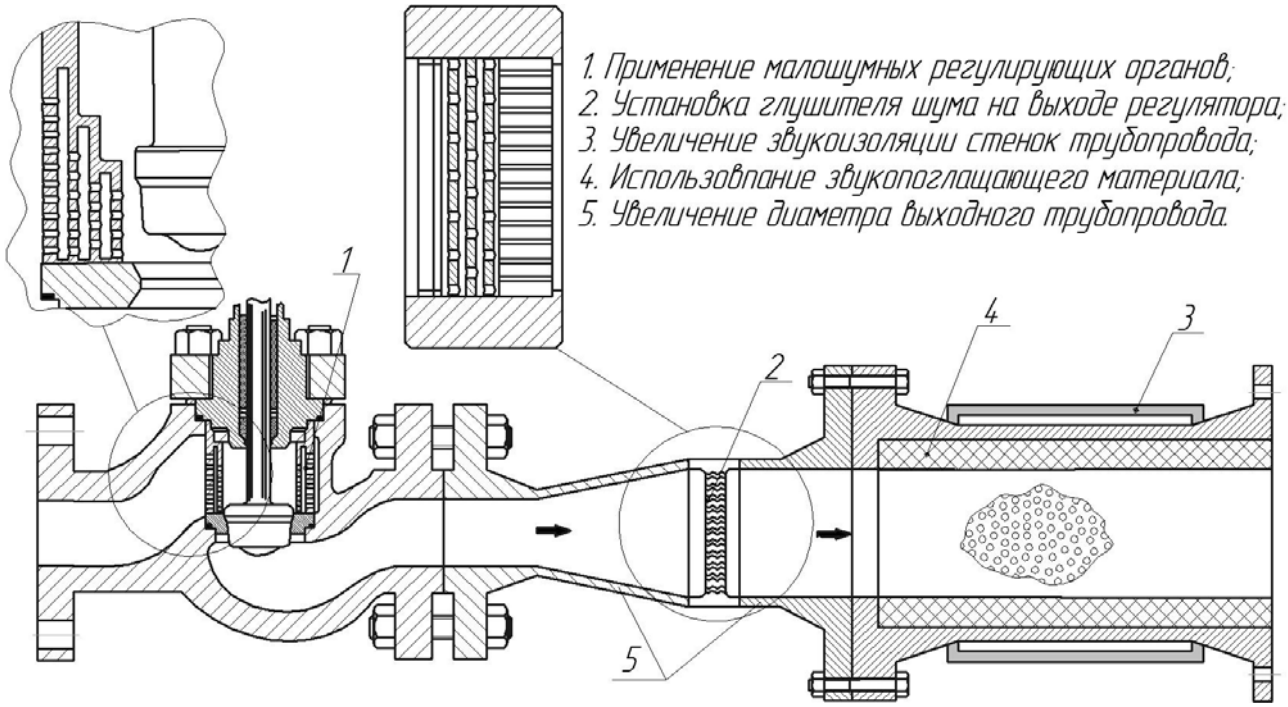


Рисунок 1.4 - Комплекс средств по снижению шума клапана

При реализации метода ступенчатого дросселирования в качестве глушителя (гасителя пульсаций давления) используют набор перфорированных (дроссельных) шайб.

Несмотря на очевидную важность, указанных выше работ, ни в одной из них не указано, как определять акустические и функциональные характеристики глушителя в составе системы и как выбирать его конструктивные параметры.

Для расширения частотного диапазона глушителей шума можно использовать пористые материалы, в зависимости от исходных материалов и способа производства пористые материалы получают с пористостью до 0,98 и размером пор от долей микрометра до нескольких миллиметров [64]. Для каждой группы имеется определенная возможность получить материалы с различными характеристиками порового пространства. Некоторые параметры пористых металлов и диапазоны их варьирования представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Характеристики пористых металлов

Основные характеристики	Материал МР	Пористоволокнистые металлические материалы ФГУП "ВИАМ"	Пористый алюминий	Пористо сетчатые материалы	Спеченная бронза
Пористость	0,13…0,95	0,7…0,9	0,78…0,81	0,2…0,65	0,26…0,4
Удельный вес	390-6786 кг/м^3	780-2340 кг/м^3	500-600 кг/м^3	2370-5850 кг/м^3	4680-5772 кг/м^3
Преимущества	Высокий коэффициент звукопоглощения в широком диапазоне частот	Достаточно равномерный спектр поглощения при частотах выше 1,6 кГц	Возможность обработки материала, отсутствие ограничения по размерам	Возможность обработка материала, высокий коэффициент звукопоглощения	Возможность обработки материала
Недостатки	Низкая технологичность	Неустойчив к вибрации	Низкий температурный диапазон эксплуатации	Низкая технологичность, неустойчив к вибрациям	Малый диапазон пористости, неустойчив к вибрации
Внешний вид					

Известно, что для снижения шума в условиях повышенных давлений, вибрации и температур, а также действия агрессивных факторов в качестве звукопоглощающих материалов целесообразно использовать пористые металлы. Спечённый пористый волокнистый материал разработан в ФГУП "ВИАМ" ГНЦ РФ. Однако, такой материал неустойчив к вибрациям. Технология изготовления пористого алюминия была разработана на кафедре литейного производства УГТУ-УПИ. Изучению его свойств посвящены работы Финкельштейна А.Б. [115]. Однако, его акустические свойства несколько хуже, чем у пористо-волокнистых материалов. Под руководством профессора А.М.Сойфера в КуАИ был разработан пористый металлический материал «металлорезина» (МР). Исследованию виброизолирующих характеристик МР посвящены работы Белоусова А.И., Уланова А.М., Лазуткина Г.В. и др. Гидродинамические и фильтрационные характеристики исследовались в работах Изжеурова Е.А. Однако, акустические свойства материала МР недостаточно изучены [14, 63, 64].

1.3 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

В настоящее время для эффективного снижения шума пневматических и газотранспортных систем применяют глушители шума, различающиеся по конструкции и принципу действия. Для создания эффективных конструкций глушителей шума требуется проведение анализа существующих конструкций с целью выявления их преимуществ и недостатков.

В работе Голованова В.И. [32] отмечено, что снижение скорости является наиболее эффективным способом уменьшения шума высокоскоростных турбулентных струй, вследствие зависимости звуковой мощности от скорости в 6-8 степени [141, 153]. Поэтому для эффективного снижения шума газовых струй необходимо применять устройства, преобразующие исходную струю и формирующие структуру совокупности струй с меньшей скоростью, с учётом сохранения количества движения. В качестве такого устройства может применяться перфорированный насадок (рисунок 1.5).

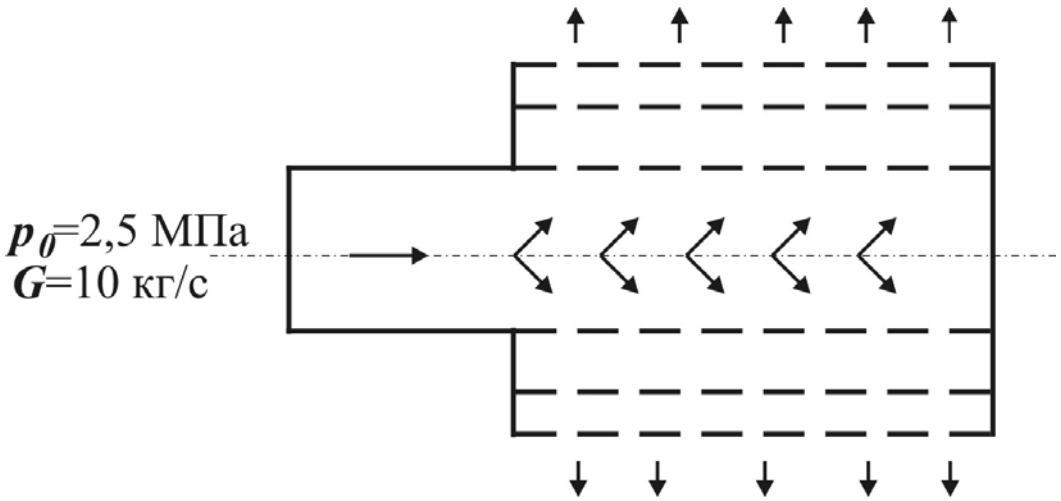


Рисунок 1.5 – Схема трёхступенчатого глушителя шума газовых струй

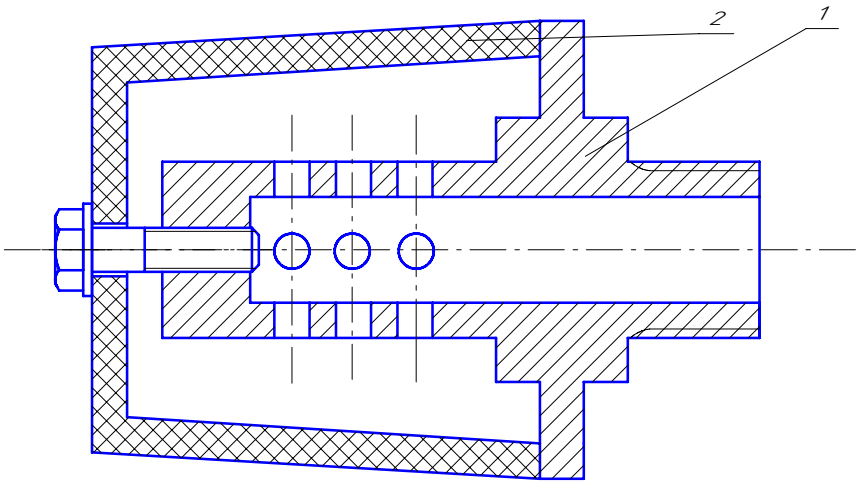
При этом снижение звуковой мощности струи основано на следующих принципах, вытекающих из закона восьмой степени:

– снижение выходной скорости и плотности воздуха в струе посредством многократного увеличения суммарной площади выходных отверстий перфорированных элементов и ступенчатого снижения давления в полостях глушителя;

– преобразование направленной цилиндрической струи на множество разнонаправленных центробежных, по отношению к оси глушителя, мелких струек с меньшей скоростью и плотностью.

Однако, в работе отсутствуют расчёты уровня шума с глушителем и не приведены рекомендации по выбору его параметров.

Металлокерамический глушитель "МК-ГАЗ" [68], представленный на рисунке 1.6, состоит из корпуса 1 и стакана 2. Снижение шума происходит за счёт комплексного эффекта, связанного с прохождением воздуха через корпус, где происходит дробление струи, со снижением скорости протока в расширительной камере, образованной корпусом и стаканом, и диссипации энергии звуковой волны при прохождении потока через металлокерамический стакан в атмосферу. Акустический эффект рассматриваемого глушителя зависит от общей пористости металлокерамики по объёму и размеров имеющихся пор. Наибольшая величина снижения шума при их установке наблюдается на средних частотах в диапазоне от 500 Гц до 2000 Гц. В среднем она составляет порядка 10 дБ.



1 – корпус, 2 – стакан.

Рисунок 1.6 – Металлокерамический глушитель “МК-ГАЗ”

Для увеличения эффективности глушителей этого типа практикуется устройство нескольких вмонтированных друг в друга металлокерамических стаканов, образующих таким образом систему расширительных камер. Это увеличивает как инерционное, так и активное сопротивление глушителей.

К недостаткам металлокерамических глушителей следует отнести высокую стоимость материала, сложность изготовления изделий из металлокерамики и трудность их соединения с металлическими частями глушителей, что в свою очередь приводит к усложнению конструкции [80]. Существенным недостатком являются также низкие эксплуатационные качества такого рода глушителей, что связано с относительно быстрым засорением металлокерамических стаканов из-за наличия в сжатом воздухе примесей влаги, аэрозолей масла, продуктов коррозии [23].

В связи с вышесказанным определённое распространение в отечественной и зарубежной промышленности получили синтетические глушители. Корпуса синтетических глушителей выполняются из полимерных материалов, чаще всего из полиэтилена марки 4007 или марки П-40ВМ [108]. Конструкция глушителя проста и надёжна в эксплуатации, обеспечивает на рабочих местах достаточно высокую эффективность шумоглушения, а также позволяет ликвидировать глазной микротравматизм, так как стаканы глушителя являются одновременно фильтром тонкой очистки от примесей и аэрозолей, содержащихся в сжатом воздухе пнев-

мосистемы. Материал синтетического стакана может иметь общую пористость до 75 – 80 %, размеры пор от 1 до 100 мкм и высокую проницаемость. В результате длительной проверки акустических и прочностных параметров в [89] установлено, что наилучшие результаты по шумоглушению имеют синтетические материалы с общей пористостью до 75% и размером пор 40-60 мкм.

Во ВНИПКИстекломаш была разработана целая гамма глушителей (Г – 40, Г – 65, Г – 65А, Г – 95, Г – 95А) с шумоглушащими элементами из пористого полиэтилена. Глушитель обеспечивает снижение уровня звукового давления в высокочастотной области спектра (800-8000 Гц) на 12-30 дБ, а уровня звука – на 25 дБА. Фирмой «Kenn» разработаны и выпускаются глушители из пористого полиэтилена [166]. Глушители представляют неразъёмную конструкцию и вворачиваются непосредственно в выхлопные отверстия клапанов. Глушители позволяют снизить уровень шума на 20-30 дБА. Скорость поршня при этом снижается не более чем на 15%. Глушители выпускаются серийно для трубной резьбы от 1/8” до 1”. Глушители из пористого полиэтилена “Нопол” [121] изготовляет фирма «Ой Нойкиа» (Финляндия). Путём отливки в формах пористого полиэтилена можно изготовить самые различные профили, включая резьбовые соединения. Для изготовления глушителей используются три сорта «Нопола», каждый из которых обеспечивает свою собственную кривую падения давления воздуха, проходящего через пористый элемент. К сожалению, в [121] не приводятся данные об эффективности глушителей и о величине противодавления. Фирмами “Атлас минерале энд Кемикалс” и “ЕСБ” разработаны и выпускаются вионовые глушители [121]. Вион представляет собой пористый проницаемый материал на основе полиэтилена. Глушители выпускаются с резьбой 1/8”,1/4”,3/8”,1/2”,3/4” и 1”. Глушители позволяют снизить уровень шума на 20 дБА. Для глушителей установлено максимальное рабочее давление 150 фут/кв. дюйм (1026 кПа).

Наибольшее снижение уровня шума синтетические глушители обеспечивают в диапазоне частот от 1000 Гц до 8000Гц. Обладая более высокой акустической эффективностью по сравнению с металлокерамическими глушителями и меньшей

стоимостью, синтетические глушители, однако, имеют схожие с ними недостатки - низкие эксплуатационные свойства, что ограничило их применение в кузнечно-прессовом производстве. Как показали проведённые исследования, эффективность синтетических глушителей за 2-3 месяца эксплуатации снижается на величину до 10-12 дБ. Эффективность металлокерамических глушителей за тот же срок падает на 6 - 8 дБ. Для исключения указанных явлений в систему шумоглушения нужно вводить маслофильтр и влагоотделитель, что в условиях эксплуатации чаще всего не представляется возможным [68].

Из известных конструкций синтетических глушителей лучшими эксплуатационными характеристиками обладает глушитель «С-ГАЗ» [108], применяемый на Горьковском автомобильном заводе в механических прессах усилием 650 т с раздельной фрикционной пневматической муфтой и пневматическим тормозом. Глушитель состоит из стакана со сферическим дном, в котором имеется отверстие для предохранительного клапана (рисунок 1.7).

В стенках стакана из полиэтилена повышенной плотности просверлено 216 отверстий диаметром 1,5 мм для прохода воздуха. Для увеличения эффективности работы глушителя оси отверстий перфорации расположены не по нормали к поверхности, а под углом друг к другу; суммарная площадь всех отверстий превышает площадь отверстий пневмоклапана. Установка глушителя позволила снизить уровень шума пресса от 104 дБА до 84 дБА в основном за счёт снижения средне - и высокочастотных составляющих. Это несколько ниже эффективности описанных выше глушителей шума из полиэтилена, однако, как уже отмечалось, эксплуатационные характеристики этого глушителя значительно лучше, т.к. в процессе эксплуатации его эффективность практически не снижалась.

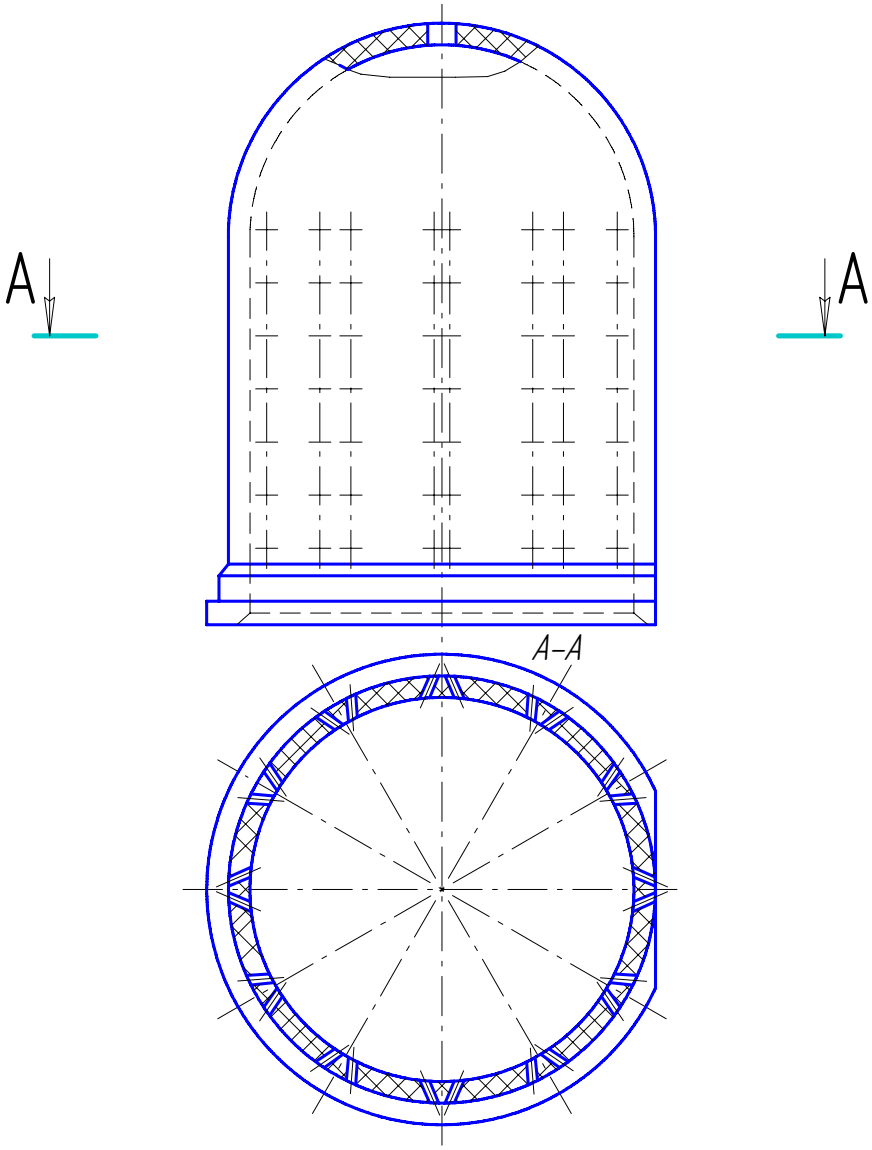


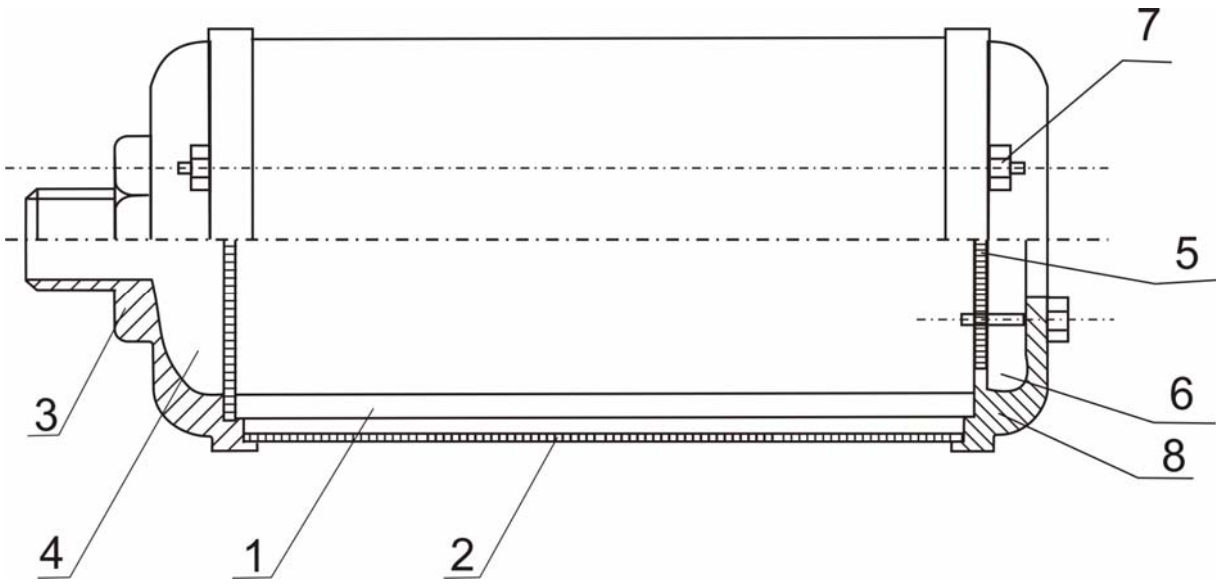
Рисунок 1.7 – Синтетический глушитель “С-ГАЗ”

Тем не менее, и эта конструкция глушителя не получила широкого распространения вследствие малой технологичности.

Также широкое применение находят сетчатые глушители. Сетка в них изготовляется из меди, бронзы, латуни или нержавеющей стали. Металлическая сетка с отверстиями квадратного сечения используется в глушителях фирмы «Ross». Размер ячеек сетки 0,4-0,5 мм. Сетчатые глушители «Ross» незначительно снижают шум (приблизительно на 15 дБ) и, кроме того, забиваются маслом, что не позволяет использовать их для снижения шума выхлопа пневмосистем.

Примером комбинированного глушителя является глушитель фирмы «Herion» (Германия) (рисунок 1.8). Данные глушители изготавливаются различ-

ных типоразмеров и отличаются только длиной расширительной камеры и площадью входного и выходного каналов. Глушители представляют собой камеру с передним днищем 4, в котором выполнено входное отверстие 3, и задней крышкой 8, в которой размещён подпружиненный и утопленный клапан 5, образующий с корпусом камеры выходной кольцевой канал 6 [107].



1) полый цилиндр из пористого материала;
2) цилиндр из перфорированной ленты;
3) входное отверстие;
4) переднее днище;
5) клапан;
6) выходной кольцевой канал;
7) шпильки;
8) задняя крышка.

Рисунок 1.8 – Комбинированный глушитель «Herion»

Корпус глушителя представляет собой полый цилиндр 1 из пористого материала, установленный в цилиндре 2 из перфорированной сетки. Конструкция собирается при помощи шпилек 7. Подобного типа глушители снижают шум на 28 - 30 дБ. По мере увеличения срока работы эксплуатационные характеристики глушителя снижаются. Диссипативный элемент этого глушителя выполнен из пористого картона, срок службы такого глушителя составляет всего 10…15 дней.

Рассмотренные конструкции глушителей весьма разнообразны. Общим в них является использование слоя пористого звукопоглощающего материала, через который пропускается поток воздуха. Общим недостатком рассмотренных конст-

рукций является отсутствие в открытой печати какого-либо математического описания, заложенного в основу определения их характеристик и параметров.

Особенностью газотранспортных систем является наличие в транспортируемом газе включений, которые делают невозможным применение пористых материалов вообще. Инженеры компании Fisher Controls International создали несколько типов устройств для снижения уровня шума клапанов и редукторов давления. Внешний вид и краткое описание таких устройств Whisper Trim I представлен на рисунке 1.9.

Принцип действия основан на разбиении потока газа на большое количество струй и снижение скорости потока.

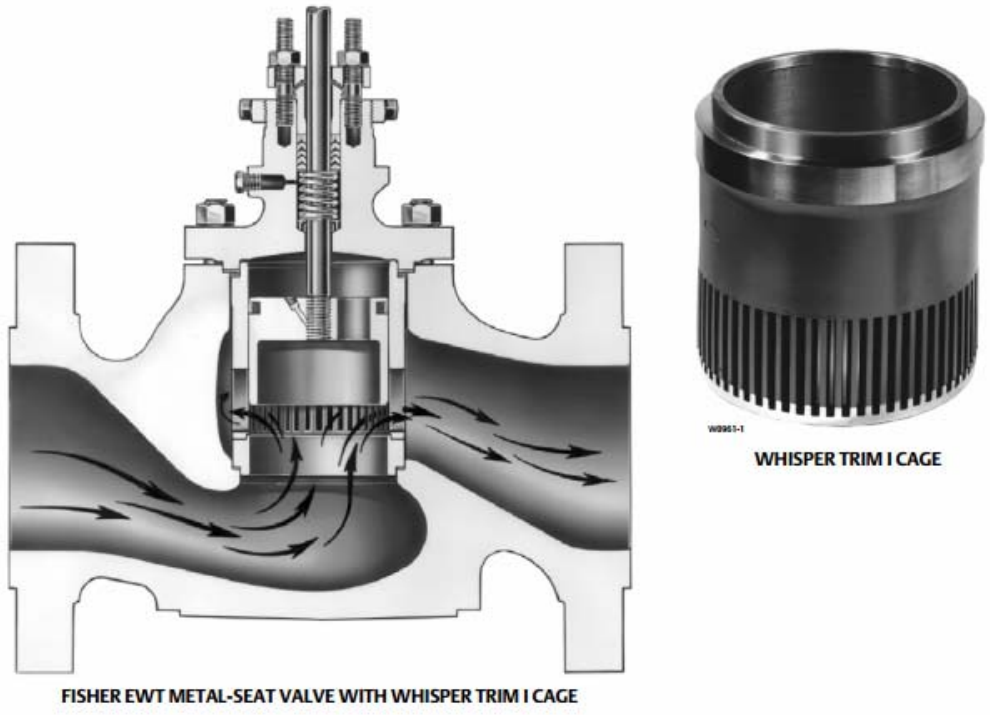
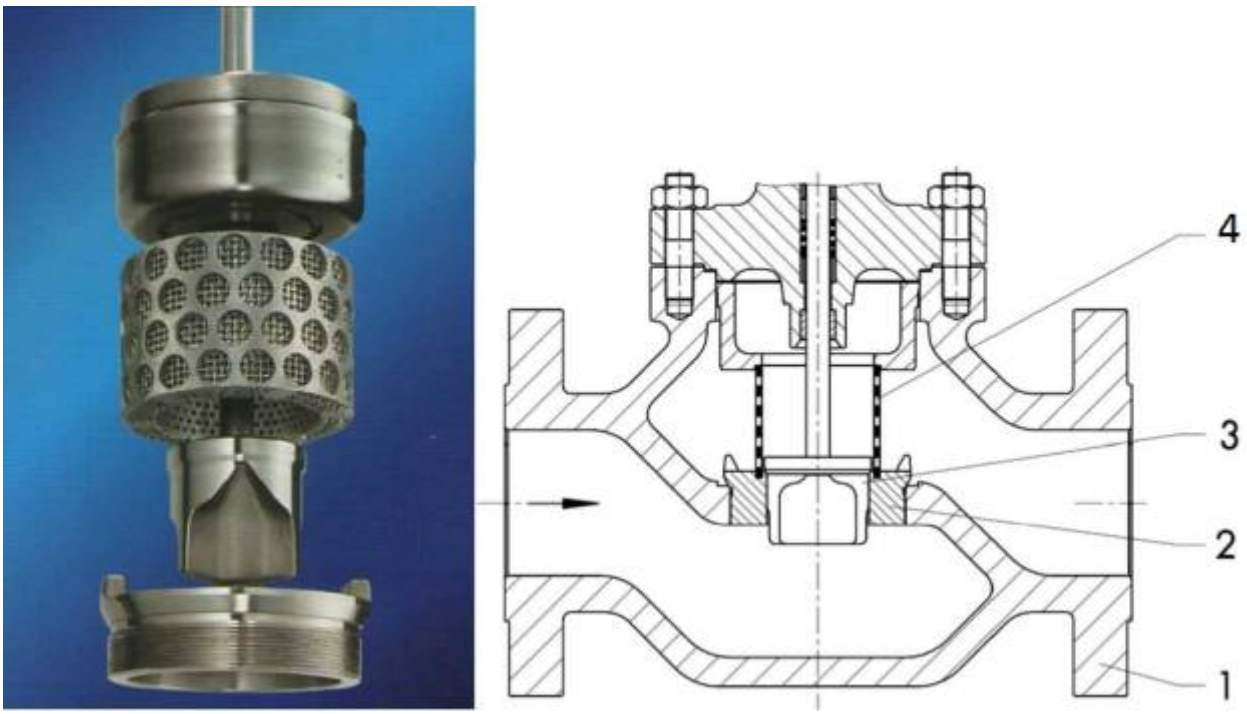


Рисунок 1.9 – Схема течения газа в клапане с делителем потока Whisper Trim I

Применение делителей потока фирмы Samson обеспечивает условие малошумной редукции давления газовой среды, а именно, снижает выходную скорость потока, ограничивает зону турбулентного смешивания и может понижать уровень шума на 30 дБА. Делитель потока St III выполнен из плетёной нержавеющей проволоки (представлен на рисунке 1.10) и предназначен для газообразных и парообразных сред с взвешенными частицами малого размера. Принцип действия: после

протекания через дроссельное сечение, образованное плунжерной парой (2 и 3), поток достигает своей максимальной скорости и, до образования турбулентного потока, с характерным для него высоким уровнем шума попадает на внутреннюю стенку делителя потока (4), который обеспечивает «расщепление» потока и резкое снижение уровня шума при смешении (рисунок 1.10).



1 - корпус; 2 - седло; 3 - конус; 13 - делитель потока

Рисунок 1.10 – Клапан тип 251 фирмы Samson с делителем потока St III

Фирмой также выпускаются и другие конструкции делителей.

Картридж Masoneilan LO-DB представлен на рисунке 1.11. Принцип действия: картридж LO-DB является статическим устройством, которое создаёт перепад давления в газовой трубе, где ожидается большое снижение давления. Количество секций 16. В дополнение к нарастающему снижению давления, газовый поток делится на ряд соединённых между собой проточных каналов, которые создают микрозавихрения потока. Таким образом, не только средняя скорость, а также и скорость молекул газа в каждой точке потока снижается. LO-DB картриджи выступают в качестве материала с высокой пористостью.

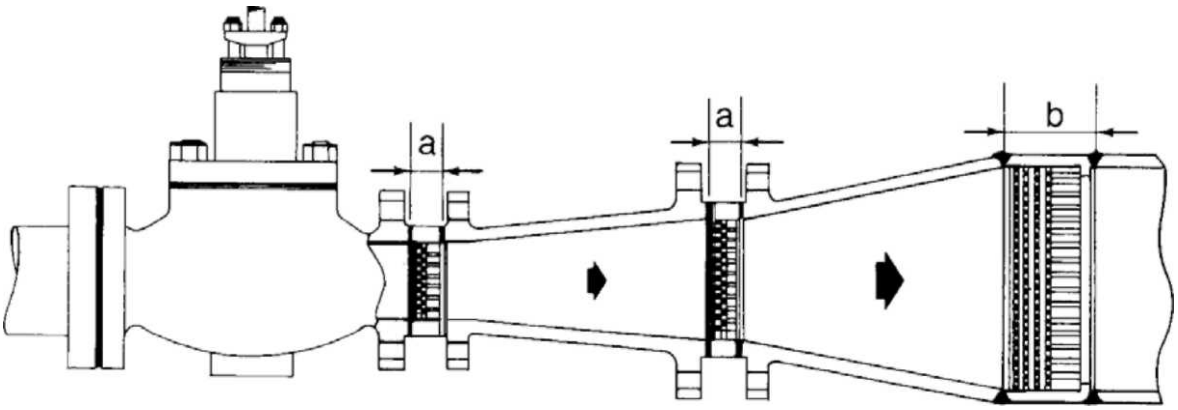


Рисунок 1.11 – Регулирующий клапан с тремя картриджами

Аналогичные конструктивные решения в своих регуляторах реализуют компании Tartarini, Emerson и др. Применение малошумных регулирующих органов возможно лишь при создании новой конструкции регулятора давления. Таким образом, для снижения шума существующего регулятора давления целесообразно использование глушителя шума на выходе и постепенное расширение трубопровода. В многочисленных каталогах зарубежных фирм и в публикациях их сотрудников, к сожалению, не сказано о влиянии установки глушителя шума на функциональные характеристики системы. Отсутствуют также какие-либо рекомендации касательно количества ступеней глушителей и площадей проходного сечения [136, 137, 138, 150, 151, 158, 161, 162].

В авиационном двигателестроении для снижения шума выхлопа вспомогательной силовой установки снижают скорость её истечения, что достигается за счёт снижения перепада давления с помощью системы гидравлических сопротивлений и постоянно увеличивающегося проходного сечения (рисунок 1.12). Снижение перепада давления на входе в глушитель приводит к падению расхода воздуха и снижению скорости потока, что в результате приводит к снижению шума [3, 79].

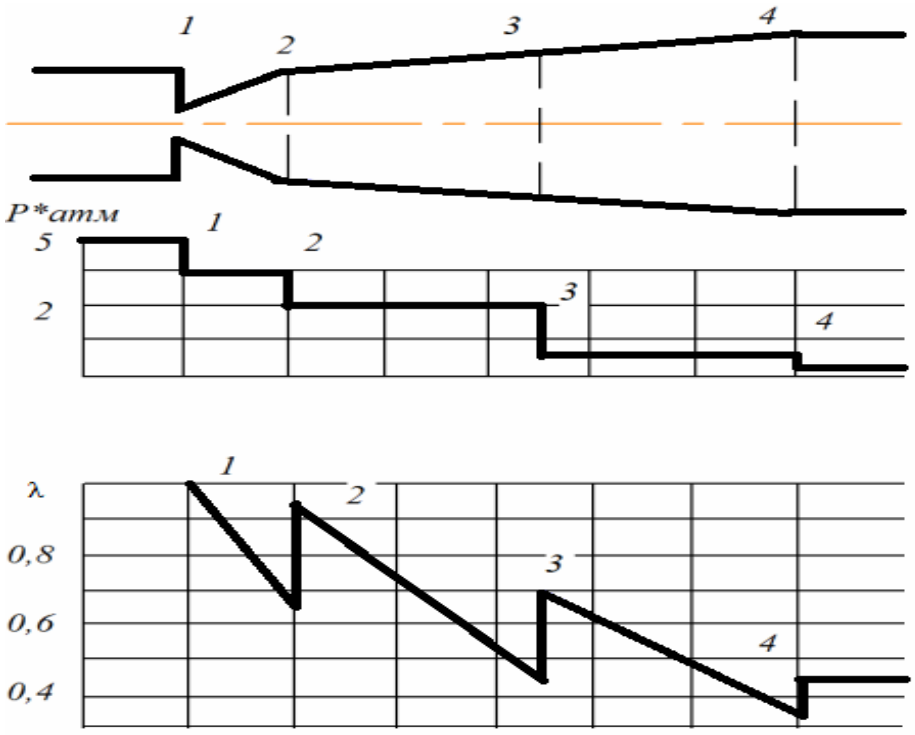


Рисунок 1.12 – Схема устройства для снижения скорости истечения воздуха, график снижения полного давления и коэффициента осевой скорости

Проделанный анализ различных конструкций глушителей шума позволяет сделать вывод, что решение задачи снижения шума пневматических и газотранспортных систем решается, в основном, на базе опыта предыдущих исследователей, а не на научно обоснованном методе создания глушителей. Однако, сказанное не мешает выделить и использовать положительный опыт, накопленный зарубежными, советскими и российскими учёными при проектировании глушителей.

1.4 АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

Для расчёта устройств снижения шума, действие которых основано на диссипативном поглощении звука, часто пользуются полуэмпирическими моделями. Затухание в трубчатом глушителе ΔL – наиболее простом типе активных глушителей – определяется по формуле Белова [13]:

$$\Delta L = 1{,}1\alpha'_{экв}\frac{\Pi_{гл}\cdot L_{гл}}{S}, \qquad (1.1)$$

где $\Pi_{гл}$ – периметр проходного сечения, м;

$L_{гл}$ – длина глушителя, м;

S – площадь проходного сечения, м^2;

$\alpha'_{экв}$ – эквивалентный коэффициент облицовки, зависящий от действительного коэффициента поглощения α.

Исследования, проведённые Пятидверным А.П. [104] с целью разработки методов расчёта и выбора пористых звукопоглощающих элементов, позволили установить основные зависимости между шумовыми, расходными характеристиками и конструктивными параметрами глушителей для размерного ряда с условными проходами от 4 до 40 мм. Согласно этим исследованиям, для выхлопа через пневмоглушитель с проницаемым звукопоглощающим материалом получена зависимость:

$$L = L_0 + n_1 lg\frac{p_0}{p_a} + n_2 lgs' - n_3 lgD, \qquad (1.2)$$

где L – уровень звука, дБА;

p_0 – абсолютное давление в полости цилиндра вначале выхлопа, МПа;

p_a – абсолютное давление атмосферы, МПа;

s' – эффективная площадь проходного сечения выхлопной линии с пневмоглушителем, см^2;

D – наружный диаметр пневмоглушителя, см;

L_0, n_1, n_2, n_3 – постоянные величины, зависящие от звукопоглощающего материала, технологии его изготовления и размеров пневмоглушителя и определяемые опытным путём.

Однако, в [13], как и в [104] используется ряд коэффициентов, определяемых по результатам экспериментальных исследований, что сдерживает использование

этих математических моделей на стадии проектирования системы с глушителем. К тому же существующие полуэмпирические модели глушителей подходят к конкретным конструкциям и не учитывают влияние установки глушителя на функциональные характеристики системы.

Проблема передачи звука через перфорированные листы, помещённые в зоне развитого потока, рассмотрена в работе [149], в которой Ingard U. предлагает формулы для расчёта акустической эффективности перфорированного устройства ΔL для различных частотных диапазонов:

$$\Delta L = 10lg \frac{3 \cdot \overline{M} \cdot (1 - \overline{S}_{св})^2}{\overline{S}_{св}} , \qquad (1.3)$$

где $\overline{M}$ - усреднённое число Маха;

$\overline{S}_{св}$ – относительное свободное сечение перфорации глушителя.

Как и во многих других работах, недостаточно внимания уделено описанию влияния установки глушителя на функциональные характеристики пневматической системы. В работах [13, 104, 149 и др.] акцент сделан на моделировании акустических характеристик только глушителей. Поскольку в данной научной области еще нет однозначного понимания физической картины работы глушителя в составе системы, то и разработанные математические модели (при всей их безусловной научной ценности) зачастую ограничены в применении и взаимопротиворечивы.

В работе Залманзона Л.А. [47] показано, что в пневматической системе, состоящей из двух последовательно соединённых дросселей (рисунок 1.13 а), изменением площадей проходного сечения каждого дросселя можно получать различные режимы течения газа.

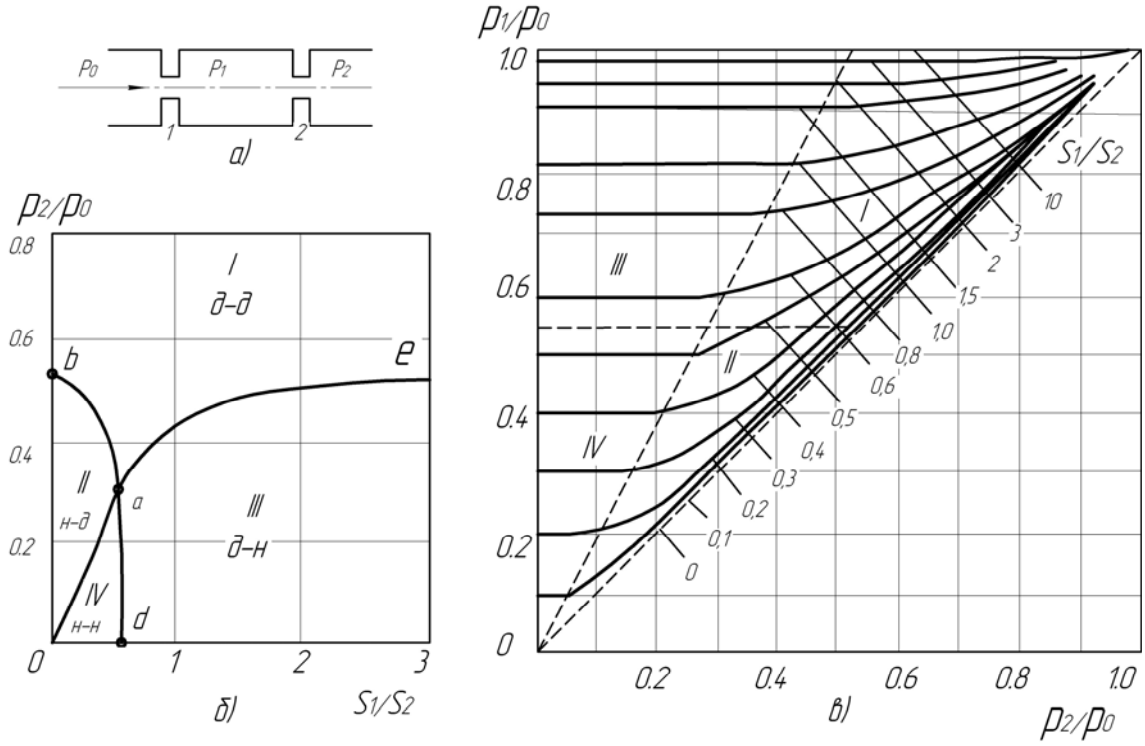


Рисунок 1.13 – Статические характеристики проточных пневматических камер

На рисунке 1.13 б в плоскости координат S_1/S_2, и p_2/p_0 указаны области, соответствующие различным сочетаниям режимов истечения: областью I охватываются режимы докритического истечения в дросселях 1 и 2 (обозначенная на рисунке 1.13 б, д-д), областью II охватываются режимы надкритического истечения в дросселе 1 при докритическом истечение в дросселе 2 (обозначенная на рисунке 1.13 б, н-д), областью III охватываются режимы докритического истечения в дросселе 1 и надкритического истечение в дросселе 2 (обозначенная на рисунке 1.13 б, д-н), областью IV охватываются режимы надкритического истечения в дросселях 1 и 2 (обозначенная на рисунке 1.13 б, н-н). На рисунке 1.13 в указанные выше области показаны в плоскости координат p_1/p_0, и p_2/p_0.

Несмотря на очевидную важность работы [47], нельзя не отметить ее недостатков. Во-первых, автор ставил перед собой цель решения узкой задачи получения аналитических выражений зависимостей давления от площадей для системы дросселей в элементах пневмоники. Во-вторых, отсутствует математическое описание акустической мощности, генерируемой системой дросселей.

Таким образом, в первой главе проведён анализ основных источников шума пневматических систем. Исследован вклад каждого источника в общий уровень звукового давления. Показана доминирующая роль аэродинамических источников шума. Проведён анализ математических моделей источников шума, глушителей шума пневматических и газотранспортных систем. Проведён анализ различных методов и средств снижения, конструкций глушителей шума пневматических и газотранспортных систем. Показаны нерешённые научные задачи, связанные, в основном, с рассмотрением глушителя совместно с системой и их математическим описанием, а также с научно обоснованным созданием глушителей.

Анализ результатов исследований, выполненных по рассматриваемой проблеме, позволяет сформулировать следующие основные задачи диссертации:

1) Уточнение физической картины работы глушителя в составе пневматической и газотранспортной системы.

2) Разработка обобщённой математической модели элемента системы с глушителем шума.

3) Создание метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем.

4) Проведение экспериментальных исследований различных глушителей шума и их элементов для подтверждения полученных закономерностей.

2 УТОЧНЁННАЯ ФИЗИЧЕСКАЯ КАРТИНА АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ С ГЛУШИТЕЛЯМИ

Во второй главе рассмотрены вопросы работы глушителя в составе пневматических и газотранспортных систем. Для разработки метода определения характеристик и параметров глушителей и создания эффективных конструкций глушителей аэродинамического шума пневматических и газотранспортных систем необходимо рассмотреть особенности работы глушителя и уточнить физическую картину его работы в составе системы.

Для уточнения физической картины работы глушителя в составе пневматической или газотранспортной системы необходимо:

1) рассмотреть механизм взаимодействия пульсаций давления рабочей среды (акустической и гидродинамической природы), вибрации и шума;

2) рассмотреть природу шумообразования при обтекании препятствий;

3) рассмотреть различные режимы течения рабочего тела через регулирующий орган регулятора давления;

4) исследовать зависимости акустического КПД и коэффициента пропускной способности на примере различных регуляторов давления;

5) рассмотреть методы снижения шума регуляторов давления;

6) описать схему шумообразования при установке глушителя в систему с регулятором давления;

7) рассмотреть на качественном уровне суммарную акустическую мощность, генерируемую регулятором давления и глушителем шума (состоящим из одной и нескольких дроссельных шайб);

8) рассмотреть методику пересчёта акустической мощности в уровень шума.

Приведены особенности работы пневматической системы с глушителем шума выхлопа.

2.1 ПРИРОДА ШУМООБРАЗОВАНИЯ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ

Для создания эффективной конструкции глушителя шума необходимо рассмотреть природу шумообразования в элементах системы.

Основными источниками шума пневматических и газотранспортных систем являются: 1) механическая вибрация элементов систем; 2) аэродинамические процессы, проходящие в проточной части элементов систем.

Механические источники, как правило, имеют меньшую интенсивность по сравнению с аэродинамическими, поэтому в настоящей работе не рассматриваются. Некоторые классификации аэрогидродинамических шумов представлены в работах [12, 17, 100, 110 и др.] В данной работе рассматриваются только источники аэродинамического шума.

Работа пневматических и газотранспортных систем (далее просто систем) обусловлена движением сжимаемой рабочей среды (воздух, природный газ, азот и т.д.) по трубопроводам и через арматуру.

Трубопроводная арматура (ТПА) управляет режимами работы систем. По функциям она может быть: запорной, регулирующей, дросселирующей, предохранительной и т.п.

Параметры арматуры меняются в весьма широких пределах [65]:

- диаметр проходного сечения - от миллиметров до метров;
- давление среды внутри - от состояния разрежения до десятков МПа;
- температуры - от криогенных до сотен градусов Цельсия;
- быстродействие - от долей секунды до нескольких минут;
- коэффициент гидравлического сопротивления - от долей единицы до многих десятков.

Скорости рабочей среды в системах в зависимости от функционального назначения могут быть различными (таблица 2.1).

При этом в регулирующих органах скорости могут достигать звуковых величин.

Таблица 2.1 – Рекомендуемая скорость в системах

№	Система	Рекомендуемая скорость, м/с
1.	Пневматический привод	Не более 40
2.	Газотранспортная сеть	7,15,25, 32
3.	Система вентиляции	(4-10) Не более 15
4.	Система аспирации	10-23

Течение рабочего тела (воздуха или любого другого газа) по трубопроводу сопровождается возникновением вихревых структур, которые порождают пульсации давления, вибрацию стенок и внешний шум. Особенно интенсивный шум возникает при преодолении препятствий (заслонок, поворотов, сужений, расширений, арматуры и т.д.)

На рисунке 2.1 показана схема формирования воздушного шума.

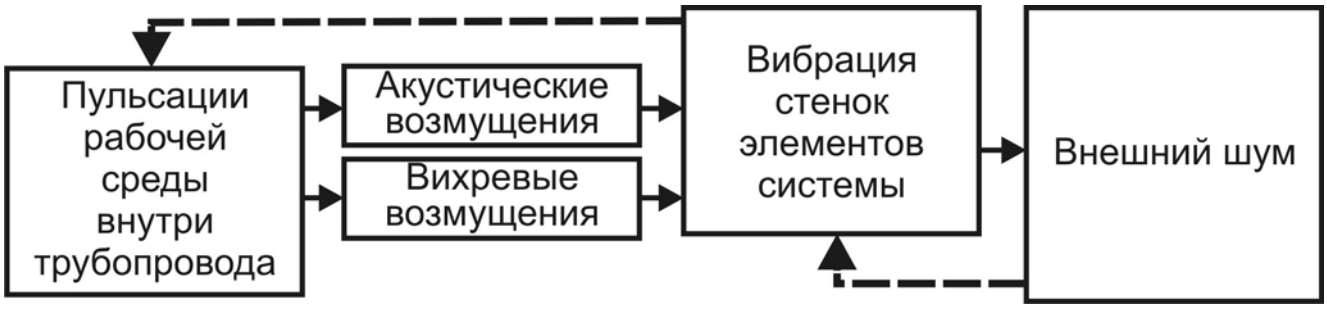


Рисунок 2.1 – Схема формирования воздушного шума

Пульсации рабочей среды формируются за счёт распространения и взаимодействия двух видов возмущений:

- акустических (упругих) колебаний, сопровождающихся изменением плотности среды;
- вихревых (аэродинамических или гидродинамических) возмущений, вызванных образованием и движением периодических структур несжимаемой жидкости.

Колебания рабочей среды, с одной стороны, формируются за счёт её взаимодействия с механической системой (например, при преобразовании механической

энергии в энергию рабочей среды в насосах, компрессорах и, наоборот; в гидро- и пневмодвигателях, а также при вихревом и кавитационном обтекании твёрдотельных структур). С другой стороны, пульсации рабочей среды воздействуют на механическую систему, определяя её вибросостояние [75]. В настоящей работе не рассматриваются механизмы воздействия шума на вибрацию и вибрации на пульсации, показанные пунктирными линиями.

Корпусные элементы пневматических и газотранспортных систем, получая колебательную энергию от рабочей среды, частично её поглощают за счёт внутреннего и конструкционного демпфирования, а частично излучают упругие волны в окружающее пространство, формируя внешнее акустическое поле. Особенностью газовых систем (в частности, использующих в качестве рабочей среды воздух или пар) является непосредственное формирование основной составляющей внешнего акустического поля выхлопными струями рабочего тела.

Для снижения шума пневматических и газотранспортных систем используются глушители. Обычно при описании глушителей шума их рассматривают отдельно от системы. В работах Munjial M.L., Malcolm J. Crocker, Старобинского Р.Н. и др. подробно расписан импедансный метод расчёта глушителей шума в системе выхлопа отработанных газов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [17, 132, 134, 139,162].

В НИИСФ разработан метод расчёта глушителей системы вентиляции [17, 40]. В этом случае глушитель также рассматривается отдельно от системы. При этом не допускается, чтобы глушитель становился вторичным источником шума. Именно поэтому в трубопроводных (воздуховодных) системах и элементах глушителей ограничивают скорость. И глушители ДВС, и глушители вентиляционных систем работают на относительно невысоких давлениях. Для пневматических и газотранспортных систем с регуляторами давления разработаны методы расчёта шума, излучаемого при движении через них рабочего тела [125, 126, 130 и др.]. Однако в них не учитывают наличие глушителя шума.

К настоящему времени разработаны эффективные методы [75, 118] расчёта упругих колебаний рабочих сред пневматических, газотранспортных, выхлопных

систем двигателей, например, метод плоских волн, метод граничной частоты, импедансный метод и другие. Все они основаны на общих принципах электродинамических аналогий и позволяют производить теоретическую оценку уровня пульсаций давления в сложных разветвлённых системах. Однако данные методы не учитывают взаимодействие механических элементов с рабочими средами, а также возбуждения колебаний гидродинамического происхождения (турбулентных, вихревых), т.е. псевдозвуковых. Указанные колебания, как правило, локализованы в пределах какого-либо элемента или препятствия системы (например, дросселя, регулятора давления, задвижки, крана и др.) и, взаимодействуя с корпусными элементами, трубопроводами, могут вызвать интенсивные вибрации последних.

Поэтому необходимо уточнённое описание работы глушителя в составе пневматической или газотранспортной системы, которое позволяет учесть акустическую мощность, генерируемую глушителем совместно с элементами системы.

Для этого рассмотрим схематичные картины движения рабочего тела в типовых элементах трубопроводных систем, представленных на рисунках 2.2 и 2.3.

На рисунке 2.2 представлена схематичная картина движения жидкости в конфузорном переходе с цилиндрическим участком.

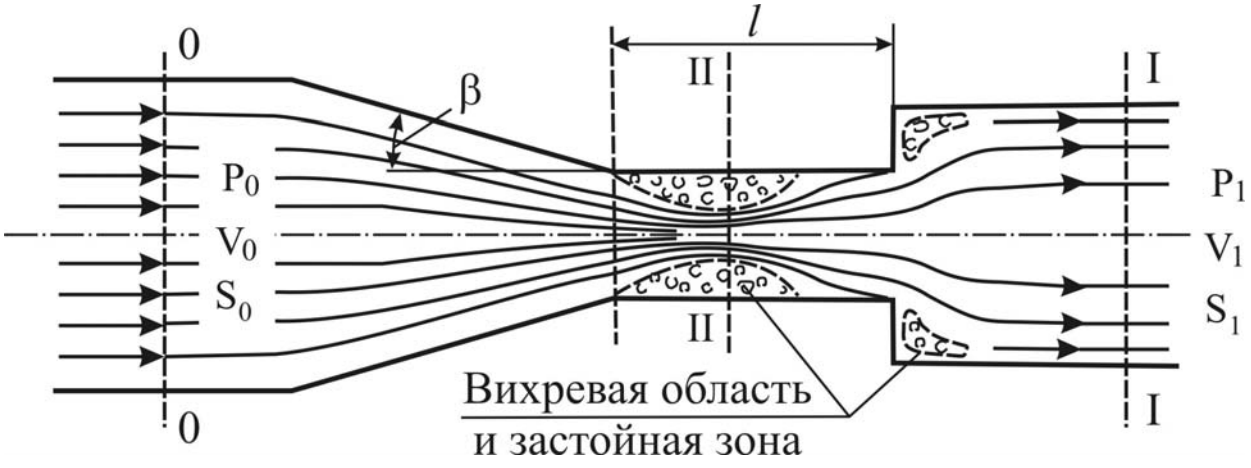
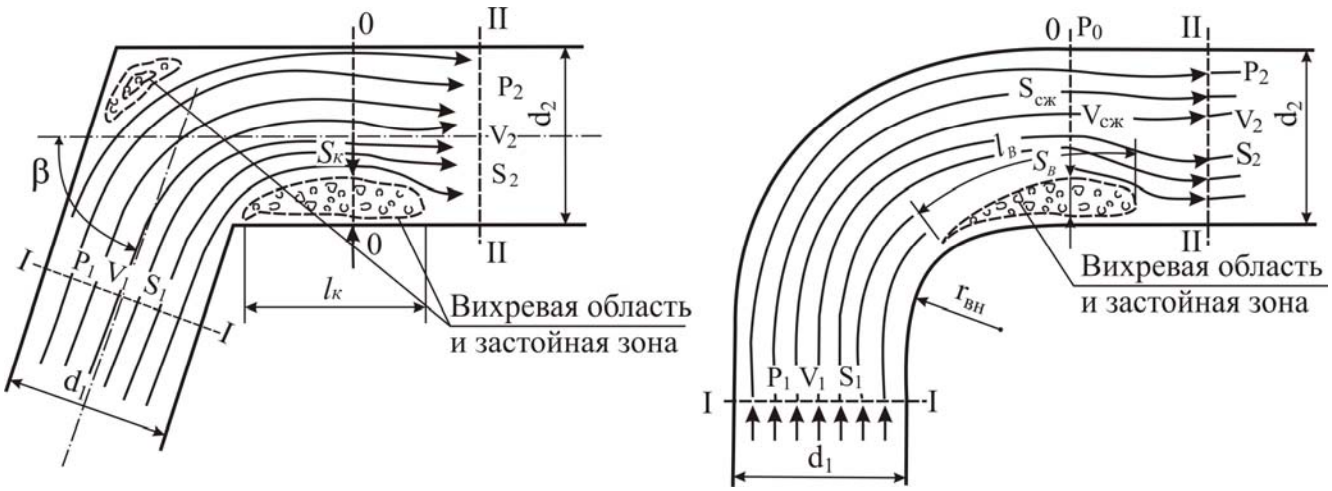


Рисунок 2.2 – Схематическая картина движения газа в элементе системы

В частных случаях длина цилиндрического участка может быть равна нулю или угол конфузора β может быть равен 90^0.

Из рассмотрения рисунка видно, что при переходе от одной формы канала к другой образуются вихревые и застойные зоны, являющиеся источниками пульсаций рабочей среды, вибрации стенок трубопровода и шума излучаемого в атмосферу.

На рисунке 2.3 представлены схематические картины движения рабочего тела в колене (а) и отводе (б).



а б

Рисунок 2.3 – Схематическая картина движения жидкости в трубопроводе:
а – в колене; б – в отводе

При повороте потока также возникают зоны отрывных течений с описанными выше последствиями.

Как было сказано выше, к элементам трубопроводных систем относится арматура, и в частности запорно-регулирующие элементы (ЗРЭ). К наиболее сложным ЗРЭ относят регулирующие клапаны.

Регулирующие клапаны применяют для регулирования объёмов рабочего тела, транспортируемого по трубопроводам, за счёт изменения проходного сечения, а значит, сопротивления потоку.

Некоторые принципиальные схемы регулирующих клапанов показаны на рисунке 2.4.

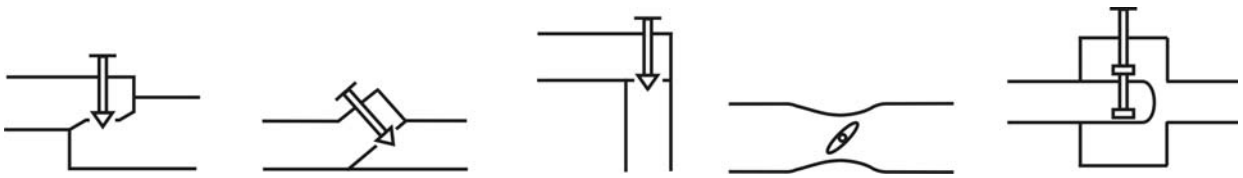


Рисунок 2.4 – Принципиальные схемы некоторых
регулирующих клапанов

Основными причинами возникновения шума в регулирующих клапанах являются:

1) срыв вихрей у твёрдых границ потока при движении газа через регулирующий клапан;

2) образование скачков уплотнения (шум ударных волн) при достижении и превышении критического отношения давления;

3) неустойчивые течения («шум свистка»);

4) механический шум, вызванный вибрацией плунжера клапана при перемещении в направляющих;

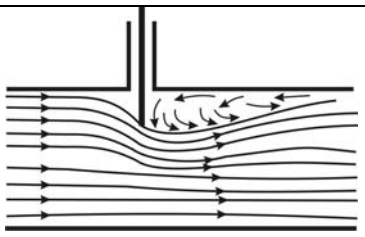
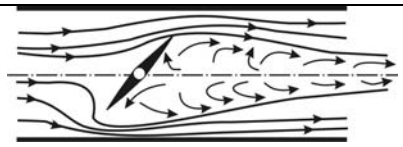
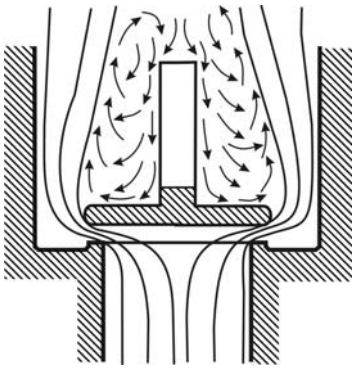
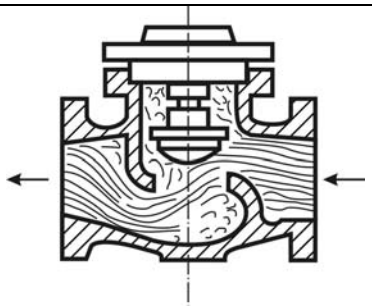
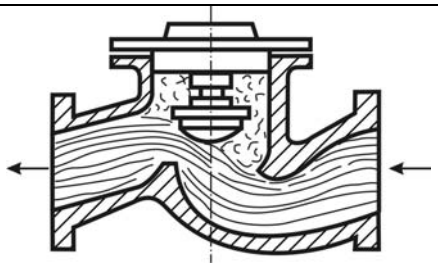
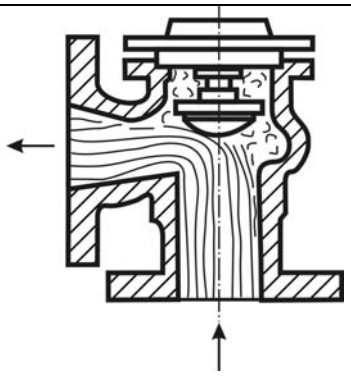
5) автоколебания системы «клапан-седло», обуславливающие пульсации давления в потоке.

Возникновение автоколебаний регулирующего органа – это особый случай, который может привести к разрушению элементов регулирующего клапана. Исходя из поставленной цели работы это исключено, и поэтому не рассматривается.

По данным многочисленных источников [17, 110, 111 и др.] аэродинамический шум преобладает над механическим, поэтому именно он и рассматривается в работе.

Рассмотрим схемы течения рабочей среды в регулирующих клапанах (таблица 2.2) [60]. В таблице 2.2 через $\boldsymbol{F_L}$ обозначен коэффициент восстановления давления.

Таблица 2.2 – Схемы течения и параметры различных клапанов

№	Наименование	Схема	F_L
1.	Задвижка		0,4 – 0,9
2.	Дисковый затвор		0,56-0,8
3.	Тарельчатый клапан		0,75-0,9
4.	Регулирующий клапан (обратного хода)		0,8-0,9
5.	Регулирующий клапан (прямого хода)		0,8-0,9
6.	Угловой клапан		0.8-0.9

Сопротивление задвижек (поз. 1 в таблице 2.2) по своей природе аналогично сопротивлению диафрагм. В них после внезапного сужения происходит внезапное расширение потока. В дисковом затворе (поз. 2) и регулирующих клапанах (поз. 3-6) наблюдается более сложная картина потока рабочего тела. В них, помимо внезапных сужений и расширений, наблюдаются сложные пространственные, повороты и застойные зоны.

2.2 АКУСТИЧЕСКИЙ КПД И КОЭФФИЦИЕНТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ

При рассмотрении глушителя в составе системы суммарная акустическая мощность будет зависеть от конструктивных параметров глушителя, которые влияют на режимы течения, значение акустического КПД и коэффициента пропускной способности элементов системы. Сложная зависимость этих величин во многом объясняет характер полученных далее оптимизационных кривых.

Как и в случае с поворотами, коленами, конфузорами и другими элементами в регулирующих клапанах, вихревые структуры являются основными источниками шума. Причём акустическая мощность, генерируемая арматурой, пропорциональна кинетической энергии потока $W_{кэ}$:

$$W_{кэ} = \frac{1}{2} G \cdot U^2, \qquad (2.1)$$

где G – массовый расход газа в кг/с;

U – скорость потока в м/с.

Акустическая мощность W определяется с использованием акустического коэффициента полезного действия η:

$$W = \eta W_{кэ} \quad \text{, Вт.} \qquad (2.2)$$

Акустический КПД показывает, какая часть кинетической энергии потока преобразуется в акустическую энергию. Акустический КПД зависит от режима течения воздуха в регуляторе (или другом препятствии). Так, например, стандарт по определению шума регулятора давления (клапана) IEC [131] определяет пять различных режимов течения газа, которые определяют акустический коэффициент полезного действия.

Режимы движения газов нагляднее представить на графической иллюстрации течения газового потока через распределительный клапан при различном давлении на выходе $\boldsymbol{p_2}$ (рисунок 2.5) [126].

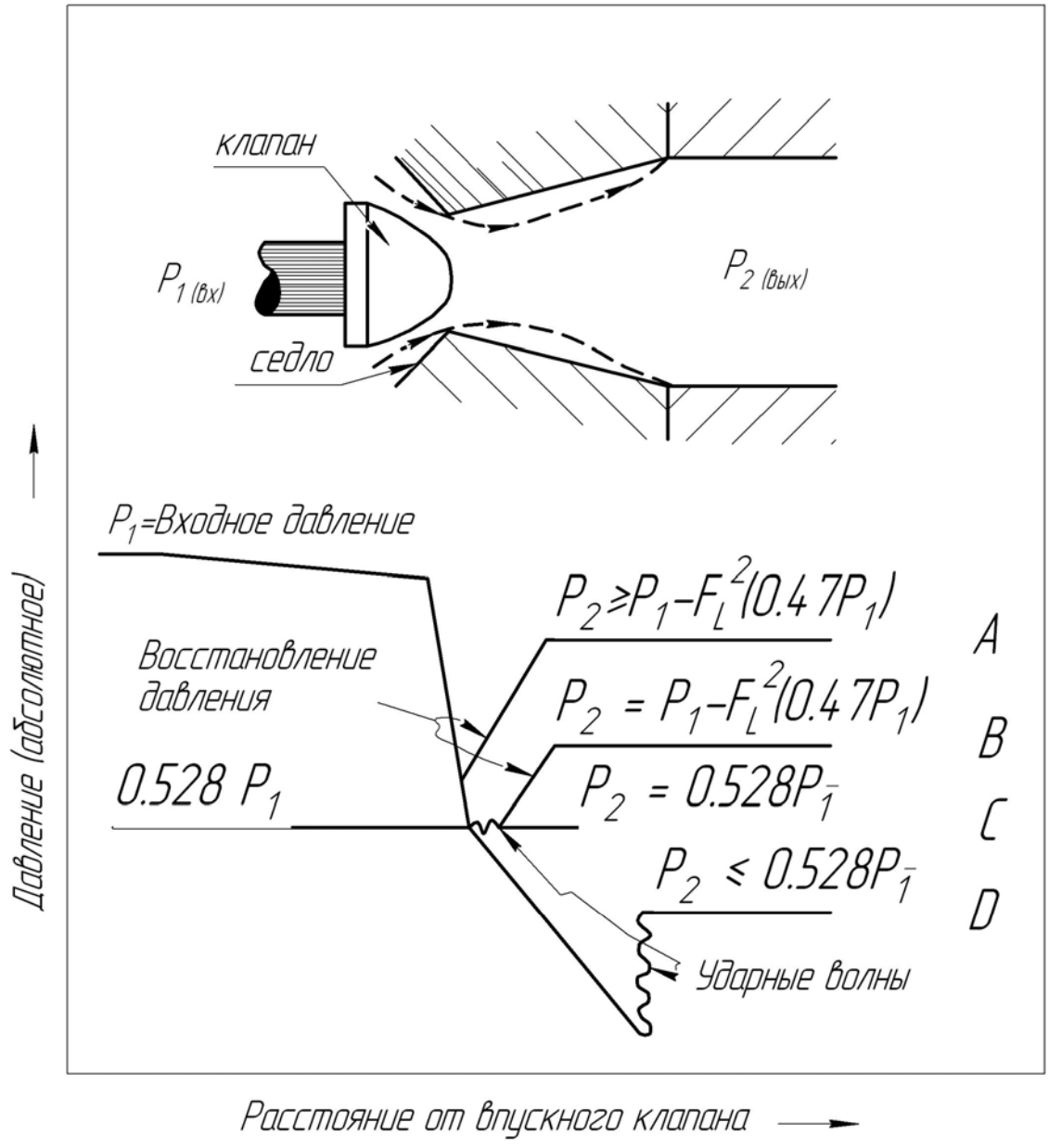


Рисунок 2.5 – Изменение давления по длине клапана

При изменении давления по кривой А - поток дозвуковой, турбулентный шум имеет дипольный характер. При критическом отношении давлений (p_1/p_2=1,89 для воздуха) процесс изменения давления описывается кривой В. При этом зарождаются ударные волны с последующим дозвуковым расширением. При более высоком отношении давлений расширение становится неизэнтропическим и шум в основном определяется ударными волнами (кривая D).

Таким образом, при сверхкритическом перепаде возникают ударные волны, которые генерируют мощные дискретные составляющие в спектре пульсаций давления и в спектре внешнего шума.

Акустический коэффициент полезного действия имеет сложную кусочно-нелинейную зависимость, поскольку характер потока, проходящего через клапан, изменяется для разных режимов работы клапана. В справочнике по технической акустике [110] представлен график изменения акустического КПД. Однако такую зависимость затруднительно использовать при автоматизированных расчётах.

Ниже представлены расчётные значения акустического КПД двух различных регуляторов давления, характеристики которых представлены в таблице 2.3. При этом использовались формулы, представленные в монографии, выпущенной под редакцией Leo Beranek [126].

Таблица 2.3 – Режимы работы регуляторов давления

№	**Модель регулятора**	$p_{вх}$, **МПа**	$p_{вых}$, **МПа**	**Расход газа**
1	Camozzi MX – 1	до 1	не менее 4	до 10 000 нл/мин
2	РДПП – 80 – 50 М	до 75	не менее 3	до 4,4 кг/с

На рисунке 2.6 представлено расчётное значение акустического КПД (η) регулятора давления Camozzi MX – 1 в зависимости от выходного давления ($p_{вых}$) при различных коэффициентах восстановления давления (F_L) при давлении на входе $p_{вх}$ = 1 МПа.

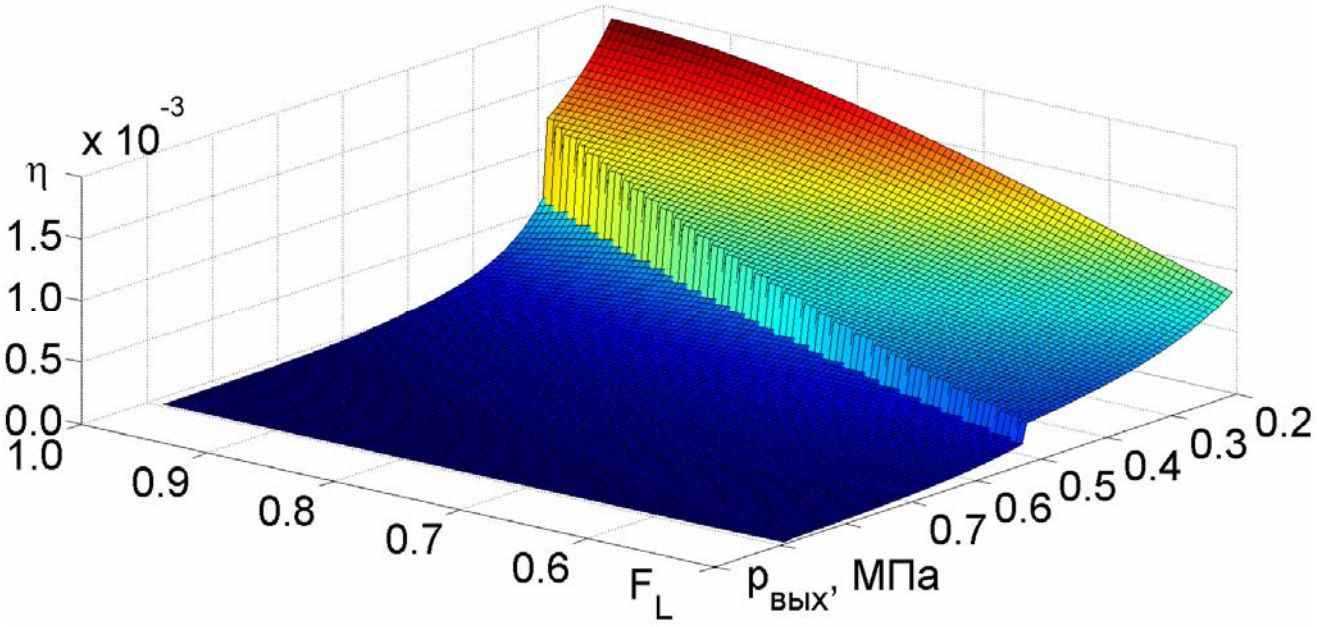


Рисунок 2.6 – Расчётное значение акустического КПД регулятора давления Camozzi MX – 1 в зависимости от выходного давления при различных коэффициентах восстановления давления ($p_{вх}$ = 1 МПа)

Акустический КПД изменяется немонотонно, со скачкообразным изменением при переходе через сверхкритический перепад давления. Коэффициент восстановления давления служит для определения давления в зоне потока, где площадь струи наименьшая и скорость потока достигает максимума (зона vena contracta). Значения F_L для различных препятствий, в том числе клапанов, представлены в справочной литературе. Обычно F_L изменяется в пределах от 0,5 до 0,9.

На рисунке 2.7 представлено расчётное значение акустического КПД регулятора давления РДПП – 80 – 50М в зависимости от выходного давления при различных коэффициентах восстановления давления при давлении на входе $p_{вх}$ = 4 МПа. Поверхность, представленная на рисунке 2.7, имеет такой же характер, что и на рисунке 2.6, но лежит выше последней. Сравнивая рисунки 2.6 и 2.7, можно сделать вывод, что регулятор давления, работающий на давлениях, больших в 4 раза, имеет акустический КПД примерно в 3 раза выше.

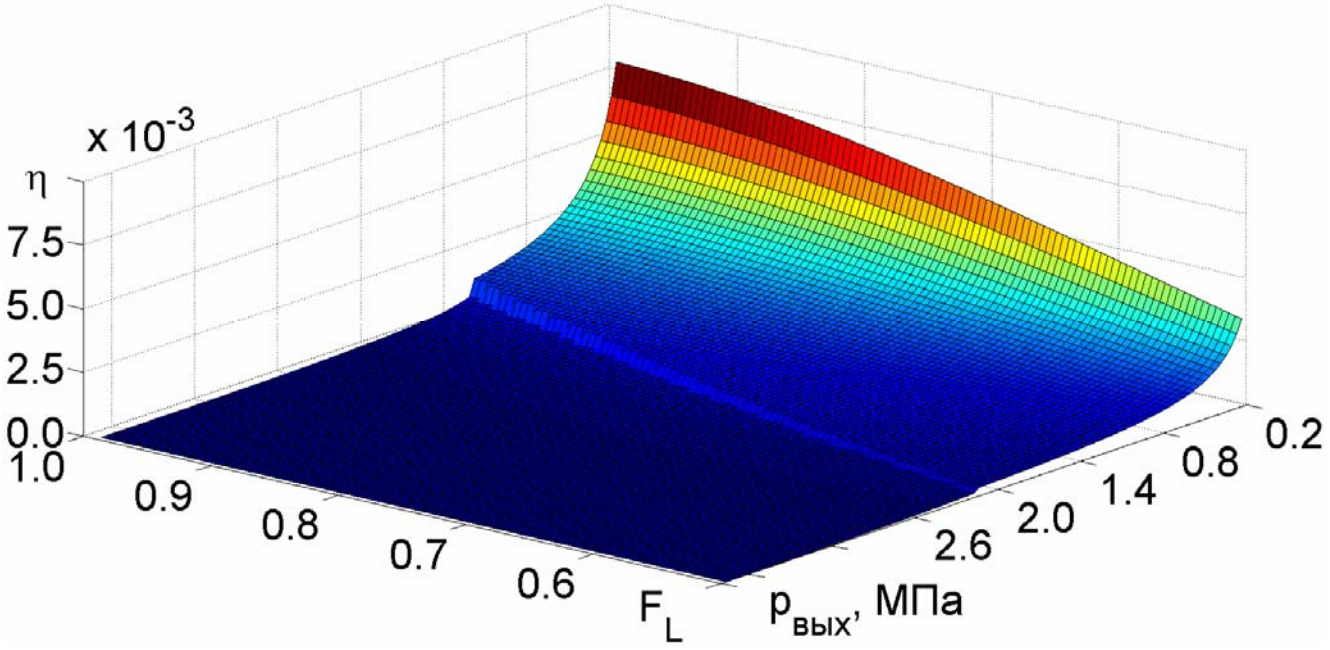


Рисунок 2.7 – Расчётное значение акустического КПД регулятора давления РДПП – 80 – 50М в зависимости от выходного давления при различных коэффициентах восстановления давления ($p_{вх}$ =4 МПа)

Коэффициент пропускной способности, входящий в выражение для расчёта акустической мощности, также имеет сложную кусочную зависимость. На рисунках 2.8 и 2.9 показаны расчётные значения пропускной способности C_V для рассматриваемых регуляторов давления в зависимости от давления на выходе $p_{вых}$ и расходов рабочего тела через систему G и Q.

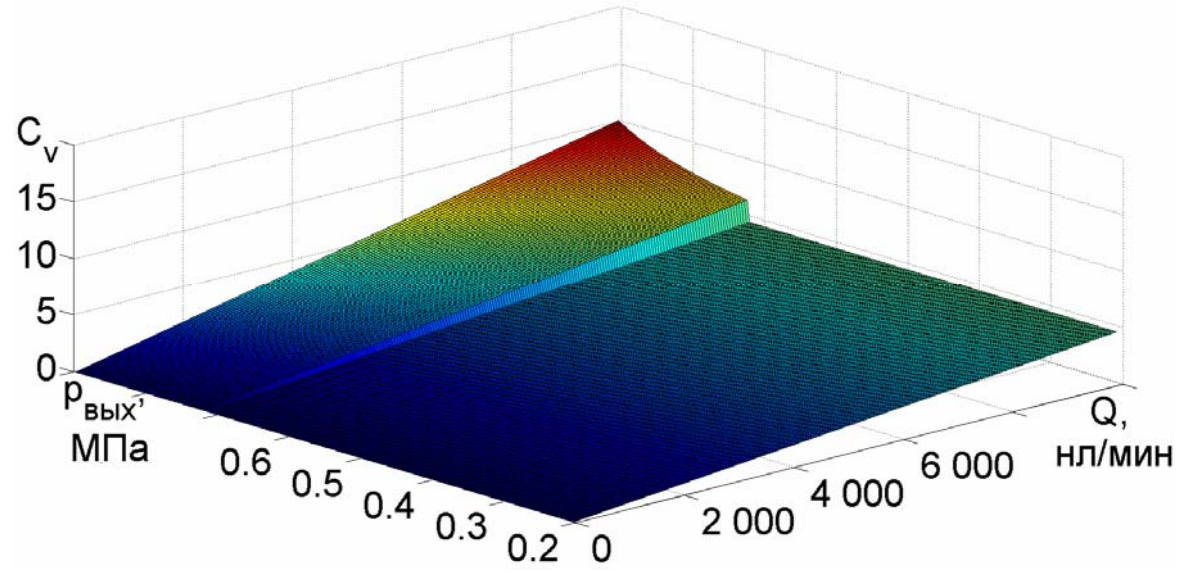


Рисунок 2.8 – Коэффициент пропускной способности регулятора давления Camozzi MX-1

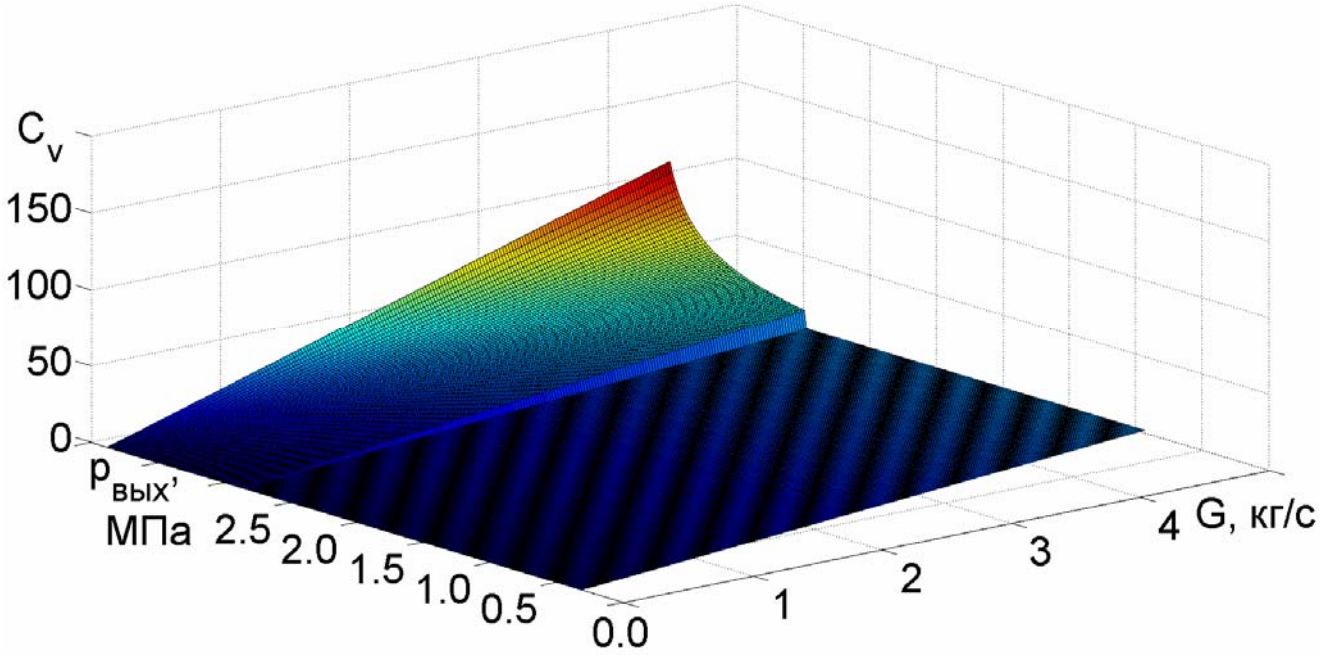


Рисунок 2.9 – Коэффициент пропускной способности
регулятора давления РДПП – 80 – 50М

Зависимости, представленные на рисунках 2.8 и 2.9, имеют схожий характер. При этом пропускная способность регулятора РДПП выше примерно в 10 раз.

Таким образом, анализ зависимостей акустического КПД для конкретной конструкции клапана позволяет сделать вывод о том, что при установке глушителя шума, наложение двух поверхностей приведёт к образованию линии минимума. Причём при постоянном значении коэффициента восстановления давления $\boldsymbol{F_L}$ наложение кривой акустического КПД регулятора давления на кривую акустического КПД глушителя, состоящего из одной дроссельной шайбы, приведет к образованию минимума на плоскости. Это связано с тем, что изменение площади проходного сечения, влияет на давление между регулятором и глушителем. Давление между регулятором и глушителем противоречиво влияет на их акустические КПД. При количестве ступеней больше двух будет наблюдаться сложная пространственная картина. Ниже на качественном уровне будет показана зависимость суммарной акустической мощности от площадей проходного сечения глушителя.

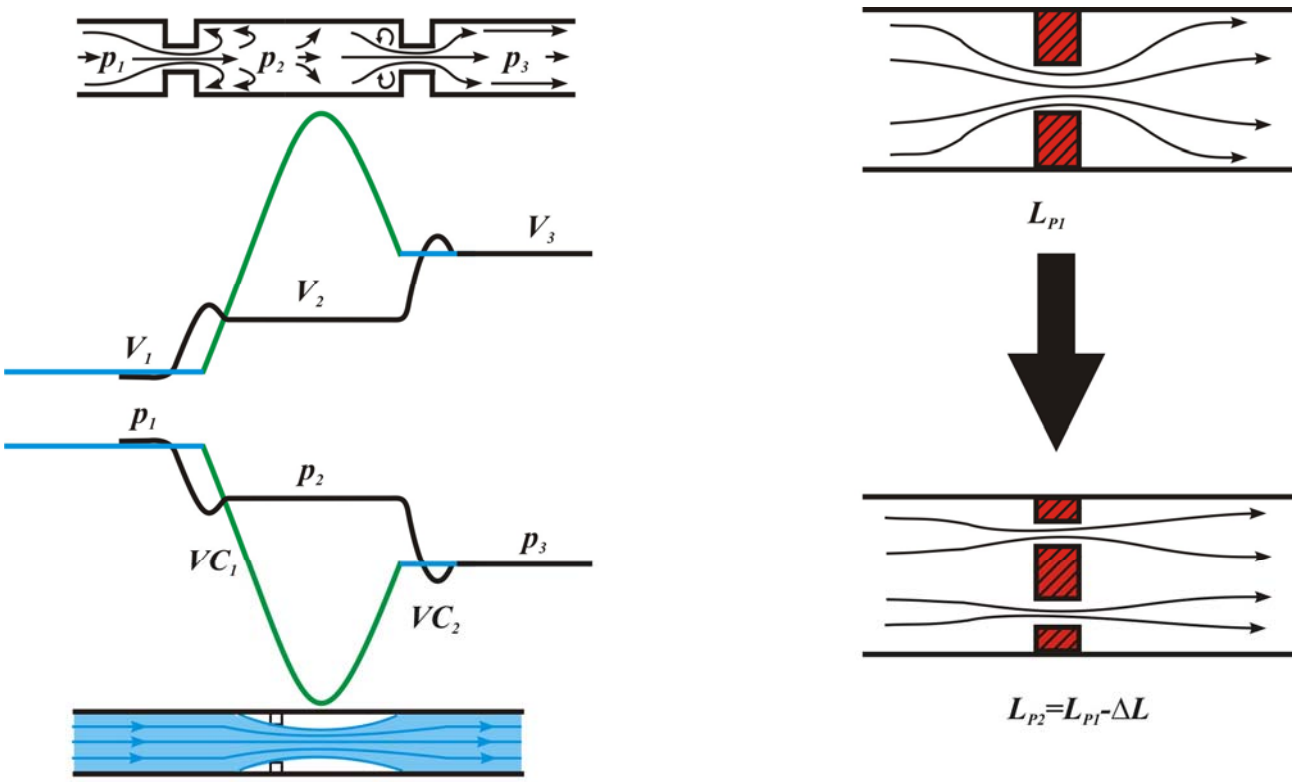
2.3 МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ШУМА РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

Доказано, что акустическая мощность, излучаемая газовым потоком, протекающим в трубопроводе, подчиняется закону Лайтхилла, как и свободная струя [161].

Поэтому для снижения шума газовых потоков применяют следующие основные методы [158]:

1) ступенчатое дросселирование (рисунок 2.10 а),

2) деление потока (рисунок 2.10 б).



а) б)

Рисунок 2.10 – Основные методы снижения шума газовых потоков

При использовании метода ступенчатого дросселирования отношение давления может быть меньше критического в зависимости от того, сколько имеется ступеней дросселирования и площадей проходного сечения (рисунок 2.11). Причём в случае гидравлического регулятора критическим будет являться давление насыщенных паров, то есть давление, при котором возникает кавитация.

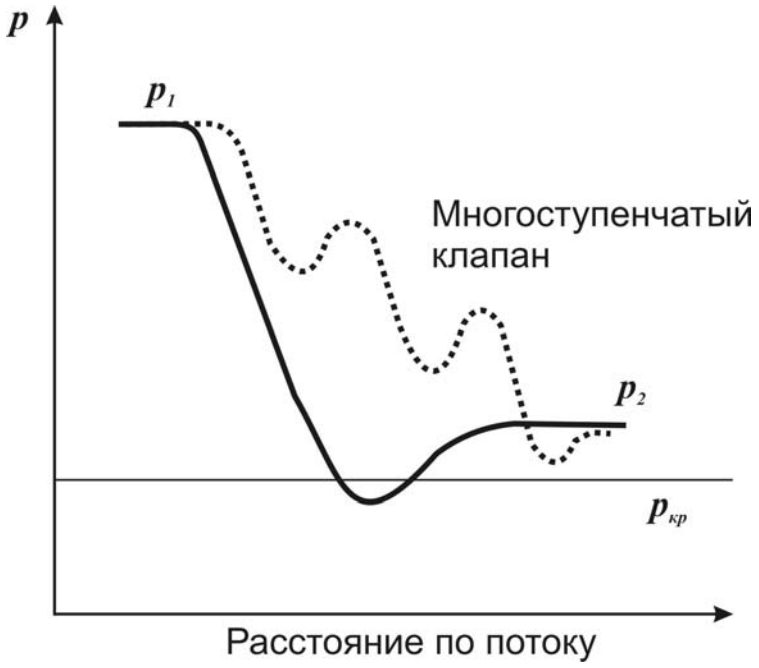


Рисунок 2.11 – Сравнение процессов редуцирования в одноступенчатом и многоступенчатом клапанах

На рисунке 2.12 показано сравнение процессов изменения давления по длине трубопровода при одноступенчатом и двухступенчатом дросселировании.

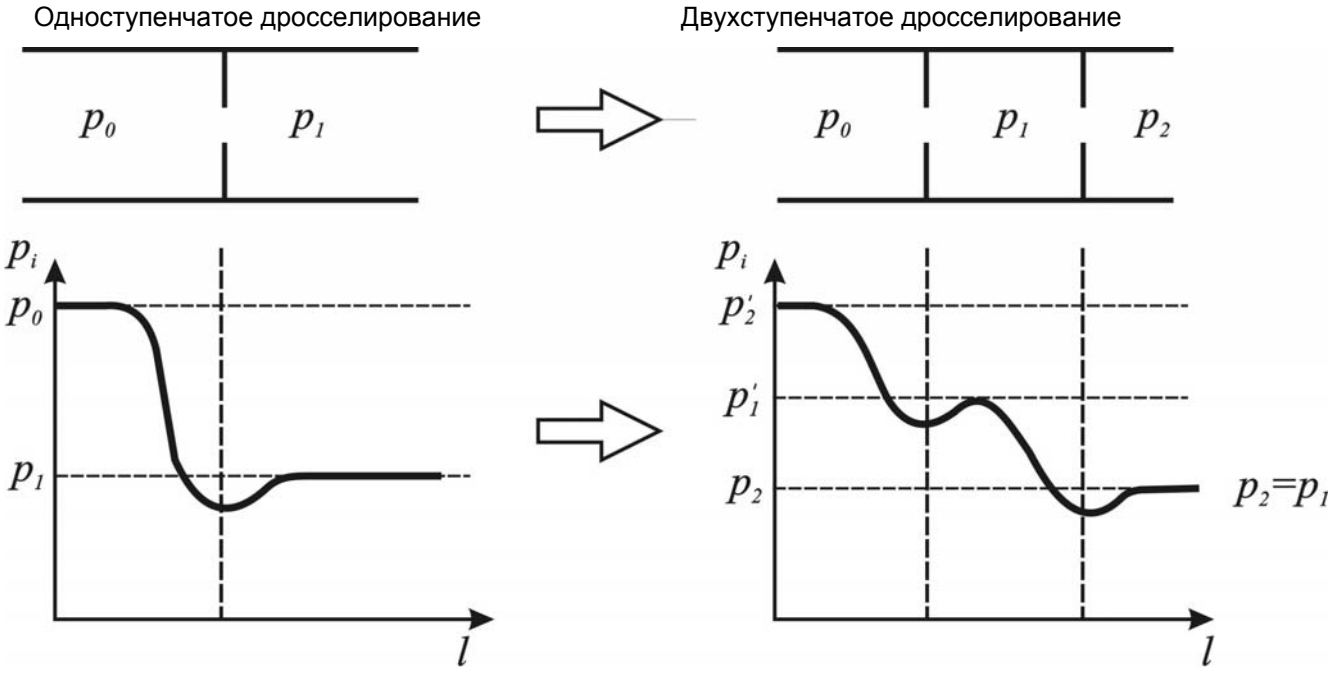


Рисунок 2.12 – Сравнение одноступенчатого и двухступенчатого дросселирования

Установка двух дросселей приводит к тому, что отношение давления на первом дросселе и втором дросселе меньше, чем отношение на одном дросселе. Ус-

тановка нескольких дросселей ещё более разгружает (снижает отношение давления) каждый из них.

На рисунке 2.14 представлены результаты численного расчёта процесса изменения давления по длине канала в случае одноступенчатого и многоступенчатого дросселирования. Расчётные схемы дросселей представлены на рисунке 2.13.

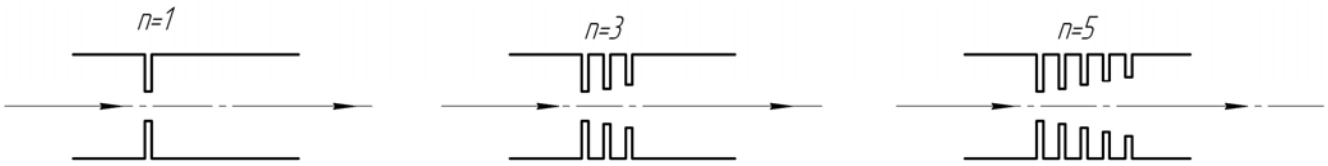


Рисунок 2.13 – Различное количество дроссельных шайб

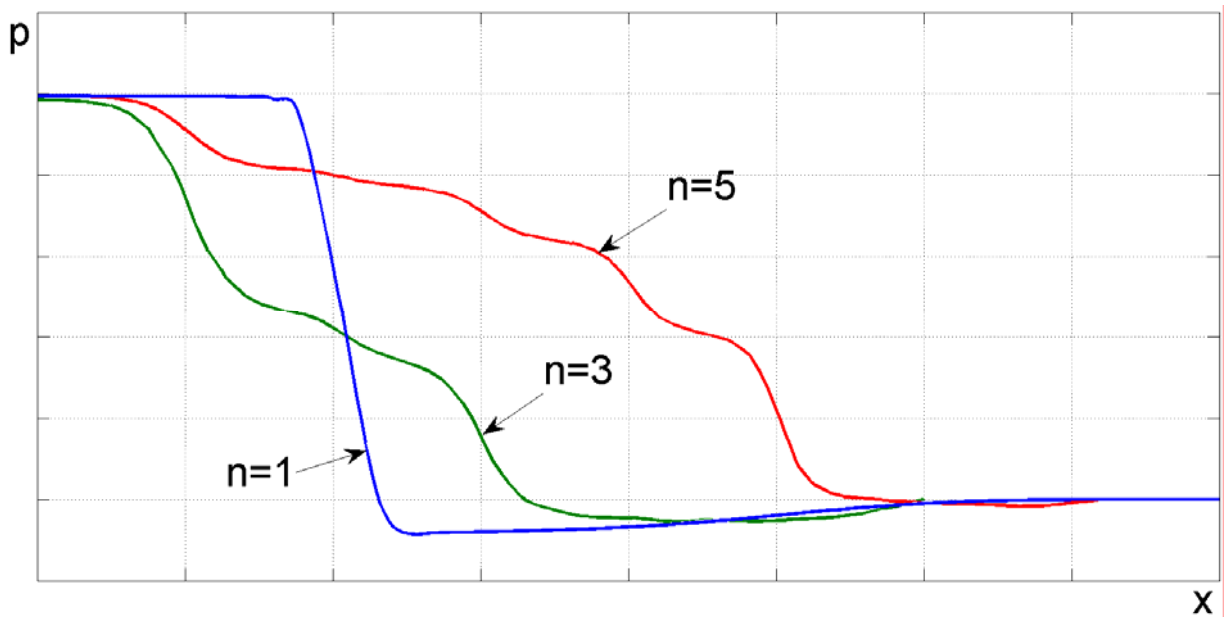


Рисунок 2.14 – Результаты численного моделирования процесса изменения давления

В пневматической или газотранспортной системе, состоящей из двух последовательно соединённых дросселей (рисунок 1.13,а), изменением площадей проходного сечения каждого дросселя можно получать различные режимы течения газа.

Таким образом, изменяя количество дроссельных шайб и их площади, можно управлять процессом изменения давления на препятствиях, а значит, и акустической мощностью, генерируемой системой.

2.4 АКУСТИЧЕСКАЯ МОЩНОСТЬ И УРОВЕНЬ ШУМА

В соответствии с принятой уточнённой физической картиной глушитель шума рассматривается совместно с источником шума. Глушитель представляет собой набор дроссельных шайб (перфорированные элементы, пористые металлы и др.). Расчётная схема глушителя шума в составе системы представлена на рисунке 2.15.

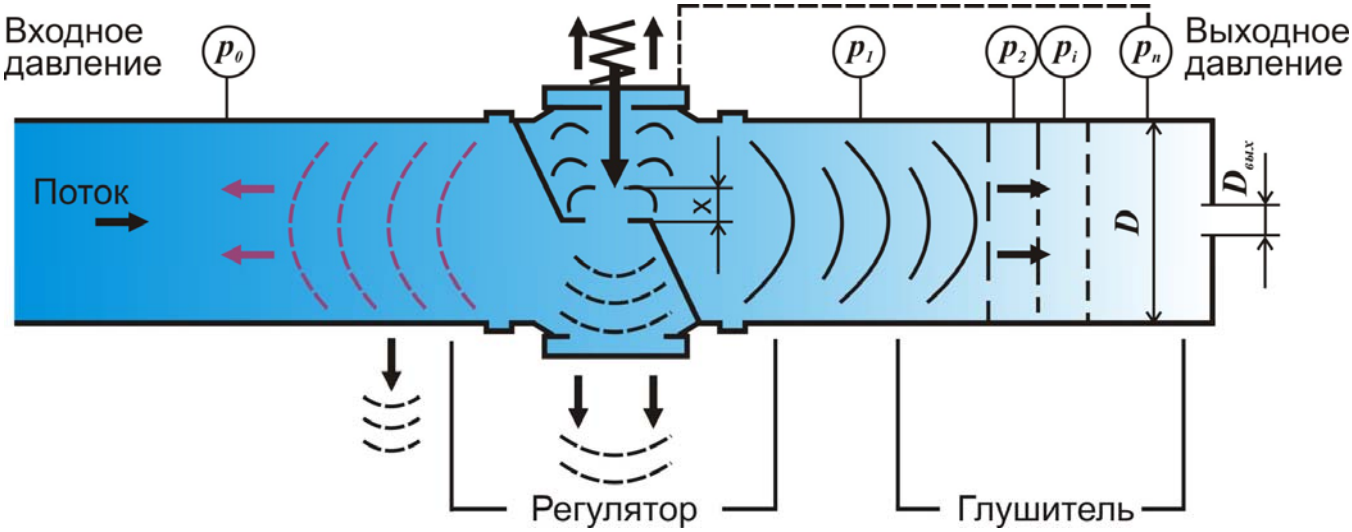


Рисунок 2.15 – Расчётная схема глушителя шума в составе системы

Для создания эффективной конструкции глушителя шума, прежде всего необходимо рассмотреть природу шумообразования при прохождении рабочего тела через элементы системы (регуляторы давления, клапаны, задвижки и т.д.). Сравнительно небольшая часть кинетической энергии преобразовывается в колебания рабочей среды, вызывающие механические колебания конструкции и воспринимаемые в виде шума. Акустический КПД η показывает, какая часть первоначальной энергии потока преобразована в акустическую энергию механических колебаний. При сверхкритическом перепаде давления возникают ударные волны, которые генерируют мощные дискретные составляющие в спектре пульсаций

давления и в спектре внешнего шума. Чтобы избежать этого явления, необходимо применять метод ступенчатого дросселирования. При этом процесс изменения давления на нескольких ступенях глушителя происходит без достижения критического отношения давления на каждой ступени.

Полная акустическая мощность W_{Σ}, генерируемая всей системой, состоящей из источника шума (регулятора давления) и глушителя, состоящего в свою очередь из n шайб, считается равной сумме мощностей, излучаемой клапаном $W_{кл}$ и каждой дроссельной шайбой W_i:

$$W_{\Sigma} = W_{кл}\left(p_0, F_{Lкл}, C_{V\,кл}\right) + \sum_{i=1}^{n} W_i\left(p_i, F_{Li}, C_{Vi}\right), \tag{2.3}$$

где F_L – коэффициент восстановления давления;

C_v – коэффициент пропускной способности;

p_0 - давление на входе в систему;

p_i – давление в полости.

Рассмотрим качественно механизм генерации акустической мощности системы с регулятором давления и глушителем шума (рисунок 2.16).

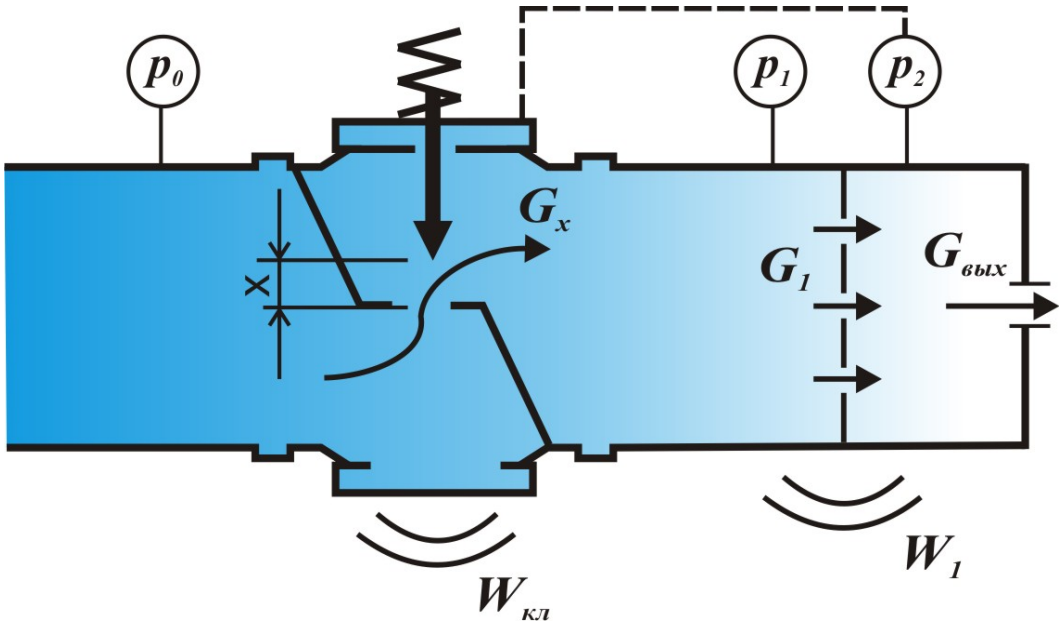


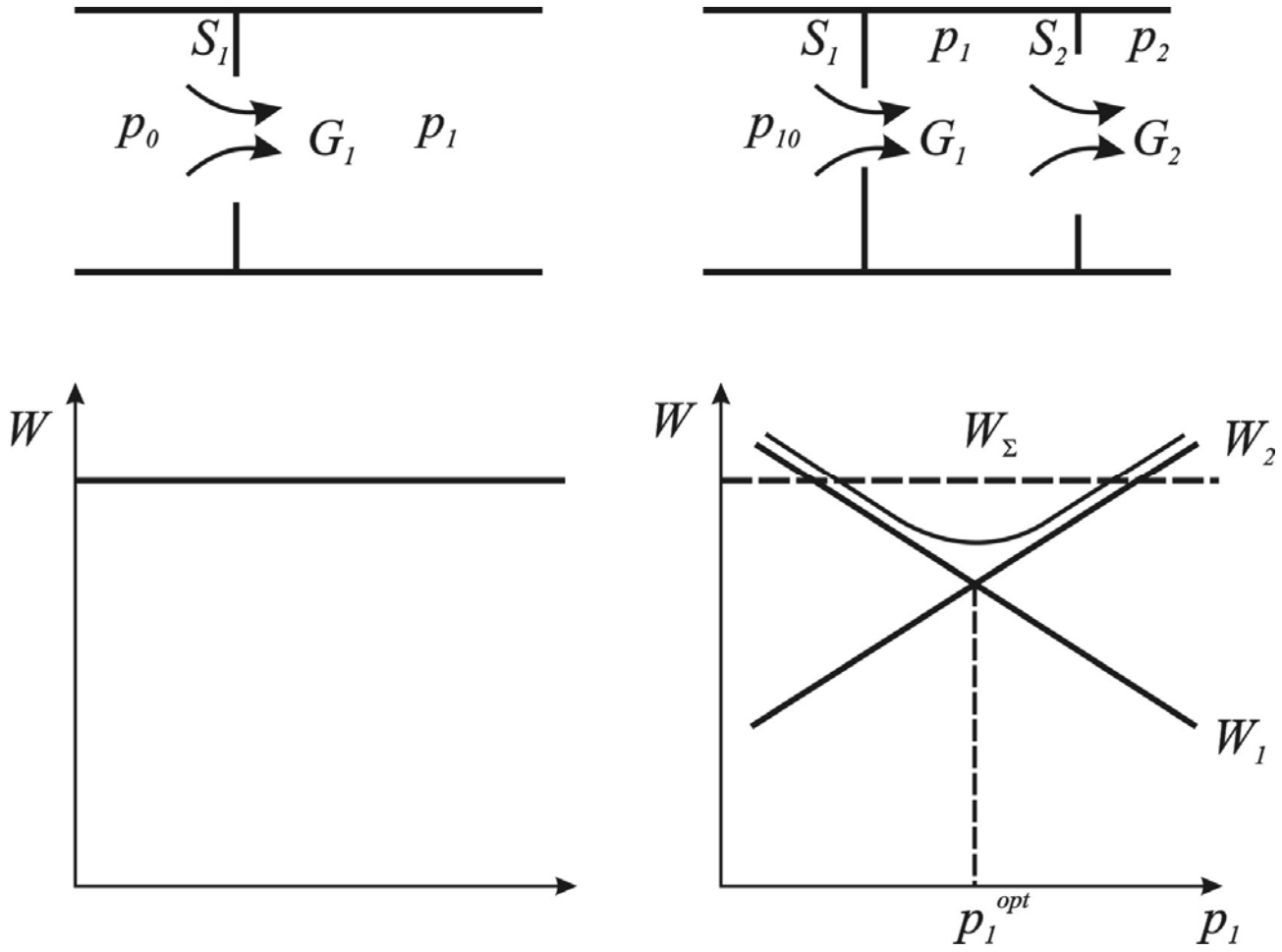
Рисунок 2.16 – Схема установки дросселирующей шайбы

Основная функция регулятора заключается в поддержании давления на выходе при любом режиме работы, т. е. во всём диапазоне расхода рабочего тела. Расход рабочего тела в системе определяется площадью выходного сечения, т.е. фактически потребитель открывает отверстие и соединяет систему с областью пониженного давления (в частном случае, с атмосферой). Согласно принципу неразрывности, расходы рабочего тела в установившемся режиме равны в каждом сечении.

При работе без глушителя регулятор поддерживает давление на выходе p_1 . При этом акустическая мощность, генерируемая регулятором давления, зависит от конструкции регулятора, рабочего тела и давлений на входе и выходе. При установке глушителя на выходе из регулятора образуется дополнительная зона перед глушителем, давление в которой равно p_1 . Выходное давление p_2 , которое поддерживается регулятором, поступает на сравнивающее устройство и именно оно поддерживается постоянным независимо от режима. Так как в системе теперь два препятствия (регулятор и глушитель), то и источника шума тоже два. Каждый источник излучает аэродинамический шум, который зависит, как и ранее, от конструктивных особенностей препятствий, рабочего тела и давлений p_0, p_1, p_2. При изменении площади проходного сечения глушителя изменяется положение запорно-регулирующего органа и, следовательно, давление p_1 . Давление p_2 при этом должно поддерживаться постоянным. Следовательно, изменение площади проходного сечения глушителя приведёт к изменению уровней акустической мощности, излучаемых регулятором и глушителем.

В отличие от традиционных подходов глушитель шума рассматривается как источник шума. Однако при правильном выборе его параметров суммарная акустическая мощность глушителя и регулятора будет меньше исходной. Анализируя зависимости акустического коэффициента полезного действия и коэффициента пропускной способности, можно предположить, что существует оптимальное с точки зрения минимума акустической мощности значение площади проходного сечения глушителя (рисунок 2.17). При этом суммарная акустическая мощность

будет меньше исходной акустической мощности, генерируемой только регулятором давления.



а) б)

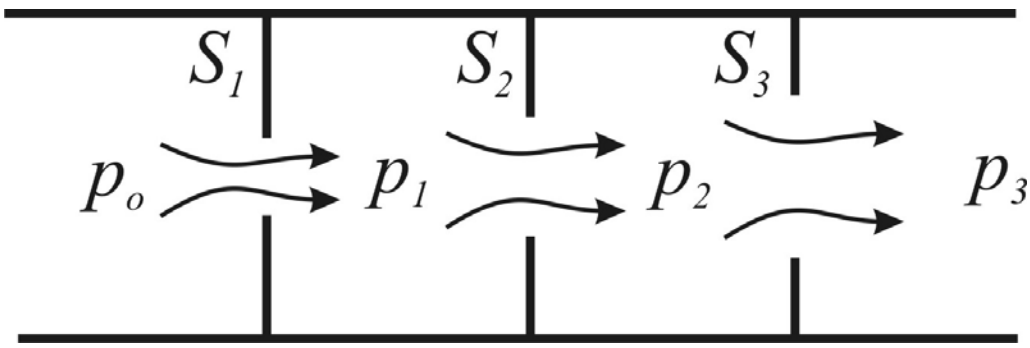
а) система с одним препятствием (аналогична регулятору давления);

б) система с регулятором и глушителем.

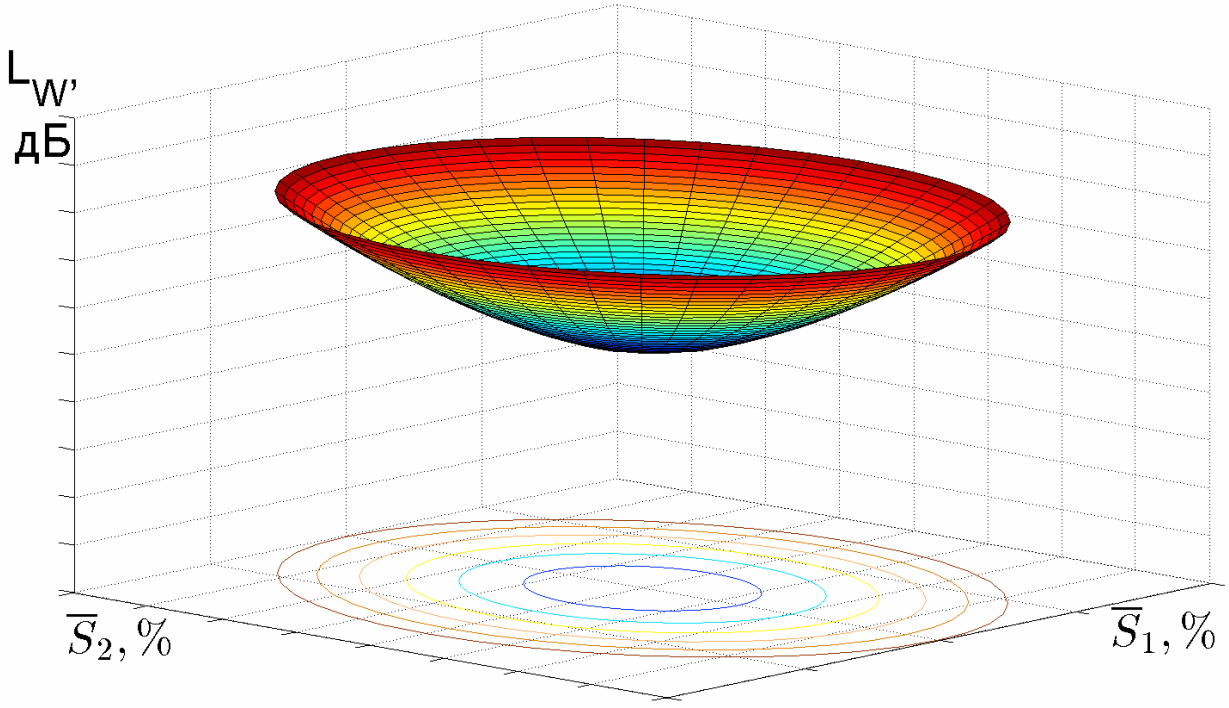
Рисунок 2.17 – Схема шумообразования в системе

Отметим, что существуют области, где суммарная акустическая мощность, генерируемая системой регулятора давления с глушителем, будет выше, чем исходная акустическая мощность, излучаемая только регулятором давления при одном и том же отношении давления на системе.

В случае, когда глушитель состоит из двух дроссельных шайб, наблюдаем трёхмерную картину изменения акустической мощности от площадей проходного сечения (рисунок 2.18).



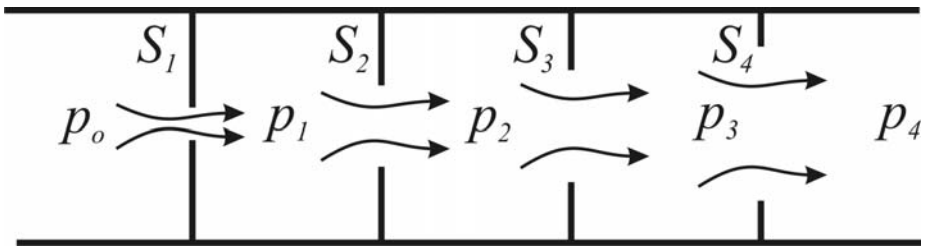
а



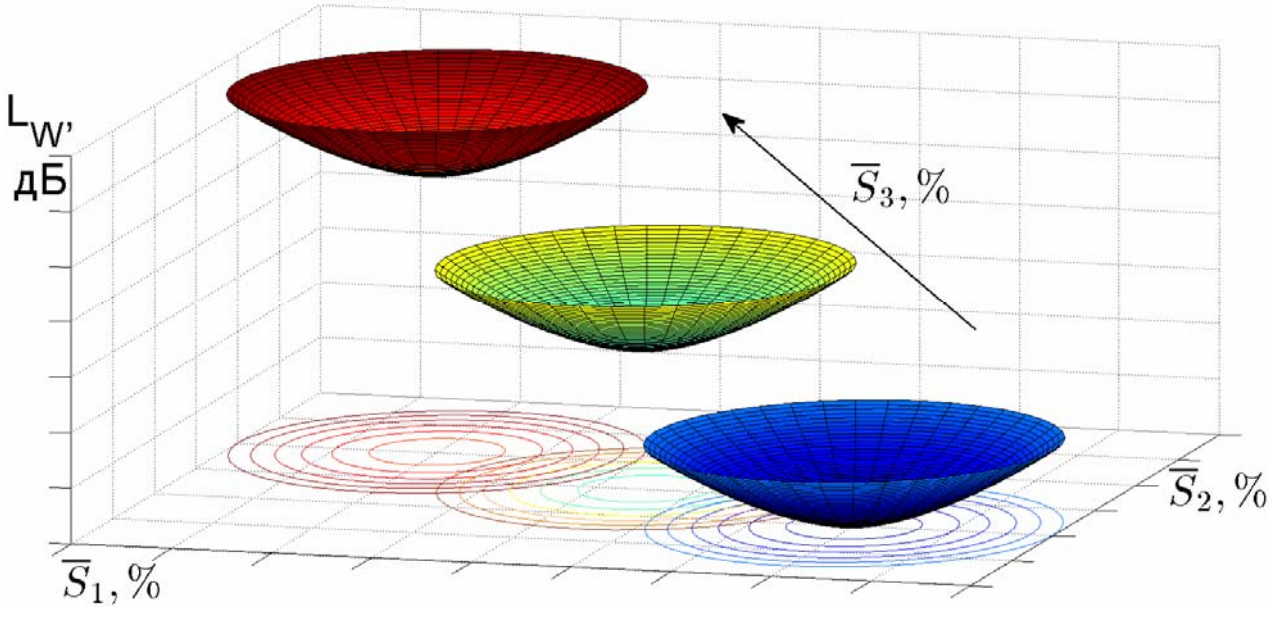
б

Рисунок 2.18 – Схема изменения акустической мощности в системе с двухступенчатым глушителем

В случае, когда глушитель состоит из трёх дроссельных шайб, получается четырёхмерная картина, которую можно изобразить на трёхмерной плоскости по сечениям (рисунок 2.19).



а



б

Рисунок 2.19 – Схема изменения акустической мощности в системе с трёхступенчатым глушителем

Акустическая мощность при увеличении числа дроссельных шайб будет монотонно убывать с постепенным уменьшением градиента, как показано на рисунке 2.20.

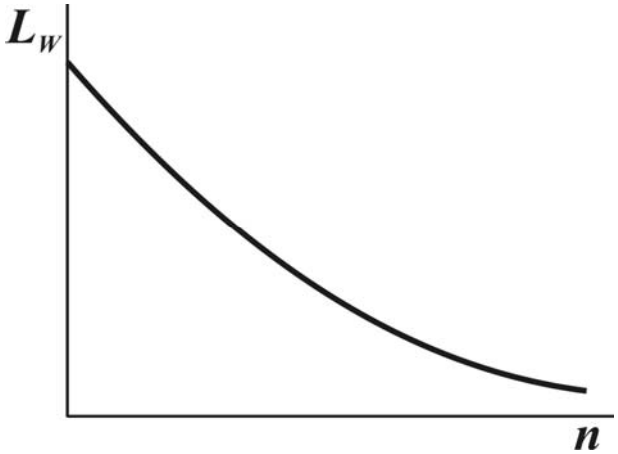


Рисунок 2.20 – Изменение акустической мощности от количества дроссельных шайб

После выбора количества дроссельных шайб встанет вопрос о расстоянии между ними. Решение этого вопроса может возникнуть из-за чисто геометрических (габаритных размеров) соображений. Рассмотрим на качественном уровне процессы изменения давления на нескольких дроссельных шайбах. Процесс изменения давления по длине трубопровода, в котором установлены дроссельные шайбы, носит сложный характер. В конце 50-х – начале 60-х годов прошлого века впервые введено в обиход понятие «vena contracta» (означающее то место в проточной части, где площадь сечения минимальна, а скорость потока максимальна). После самого узкого места (зоны «vena contracta») давление начинает повышаться, если следующая дроссельная шайба находится на соответствующем расстоянии. Однако если поставить дроссельные шайбы близко друг к другу, то давление не успеет восстановиться и начнёт падать далее на следующей дроссельной шайбе. Таким образом, теоретически можно использовать меньшее число шайб (рисунок 2.21).

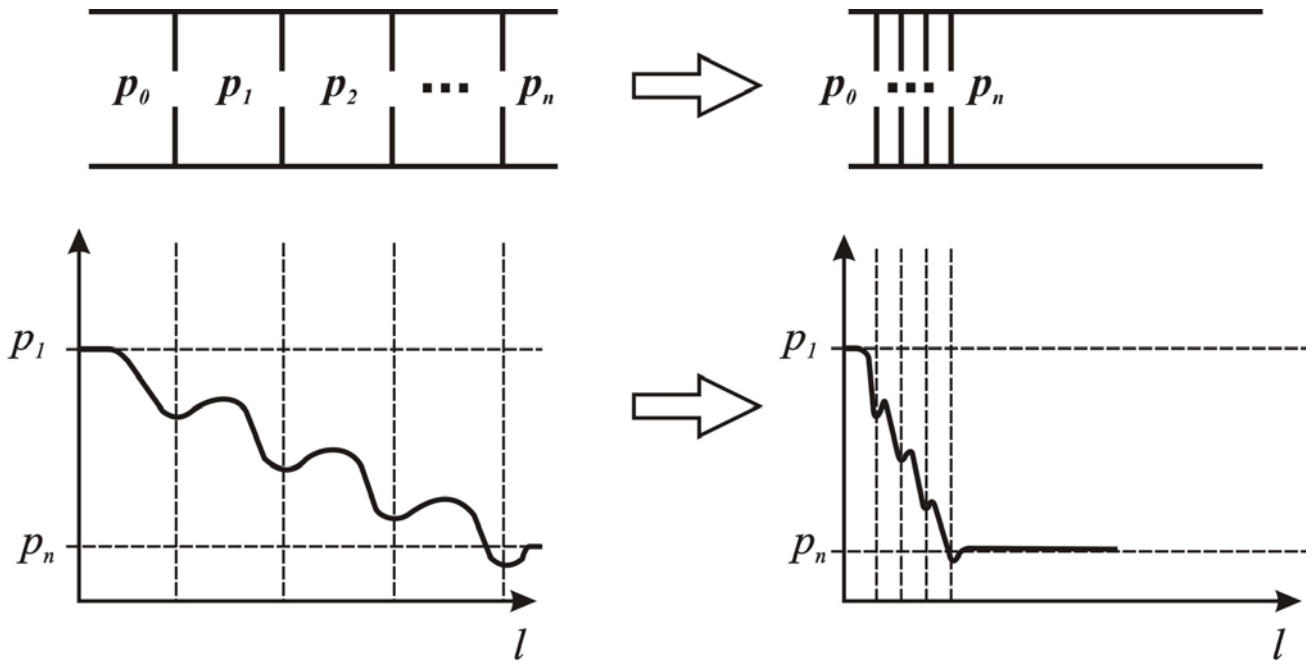


Рисунок 2.21 – Влияние расстояния между дроссельными шайбами на процесс изменения давления

Для пересчёта акустической мощности в уровень шума на некотором расстоянии от трубопровода необходимо:

1) разложить значение акустической мощности в спектр, используя критерий Струхаля;
2) рассчитать звукоизоляцию стенок трубопровода;
3) рассчитать соответствующие поправки;
4) рассчитать частотную зависимость уровня звукового давления;
5) провести корректировку по шкале А;
6) рассчитать одночисловое значение уровня шума.

Для оценки звукоизоляции трубопровода можно воспользоваться графической зависимостью [111], экспериментальными или справочными данными.

Так как уровень акустической мощности определяет уровень шума, то в задаче оптимизации рассматривается в качестве целевой функции акустическая мощность. Очевидно, что чем выше акустическая мощность, генерируемая системой с глушителем, тем выше уровень шума и на расстоянии от трубопровода. В связи с тем, что расчёт звукоизоляции трубопровода является отдельной сложной задачей, в данной работе расчёты и оптимизация ведётся с использованием понятия акустической мощности.

Таким образом, установка глушителя в систему приводит к перераспределению давлению давления и возникновению нового источника, но параметры глушителя можно подобрать таким образом, что суммарная акустическая мощность от нескольких источников ниже, чем исходная акустическая мощность.

В отдельных системах выхлоп происходит в атмосферу, поэтому рассмотрим особенности работы пневматической системы с глушителем шума выхлопа

Как известно, акустическая мощность W, излучаемая цилиндрической струёй, пропорциональна скорости струи в 6 – 8 степени (в зависимости от величины скорости), квадрату плотности воздуха в струе и квадрату диаметра струи [3, 32, 153]:

$$W = k_0 \frac{\rho_c^2 U_c^{6-8} D_c^{\,2}}{\rho_0 c_0^5}, \qquad (2.4)$$

где: k_0 – коэффициент пропорциональности (зависит от скорости и условий истечения струи);

ρ_c – плотность среды в струе;

U_c – скорость истечения;

D_c – диаметр среза выхлопного сопла;

ρ_0 – плотность окружающей среды;

c_o – скорость звука в окружающей среде.

Анализ теории Лайтхилла позволяет сделать следующие выводы:

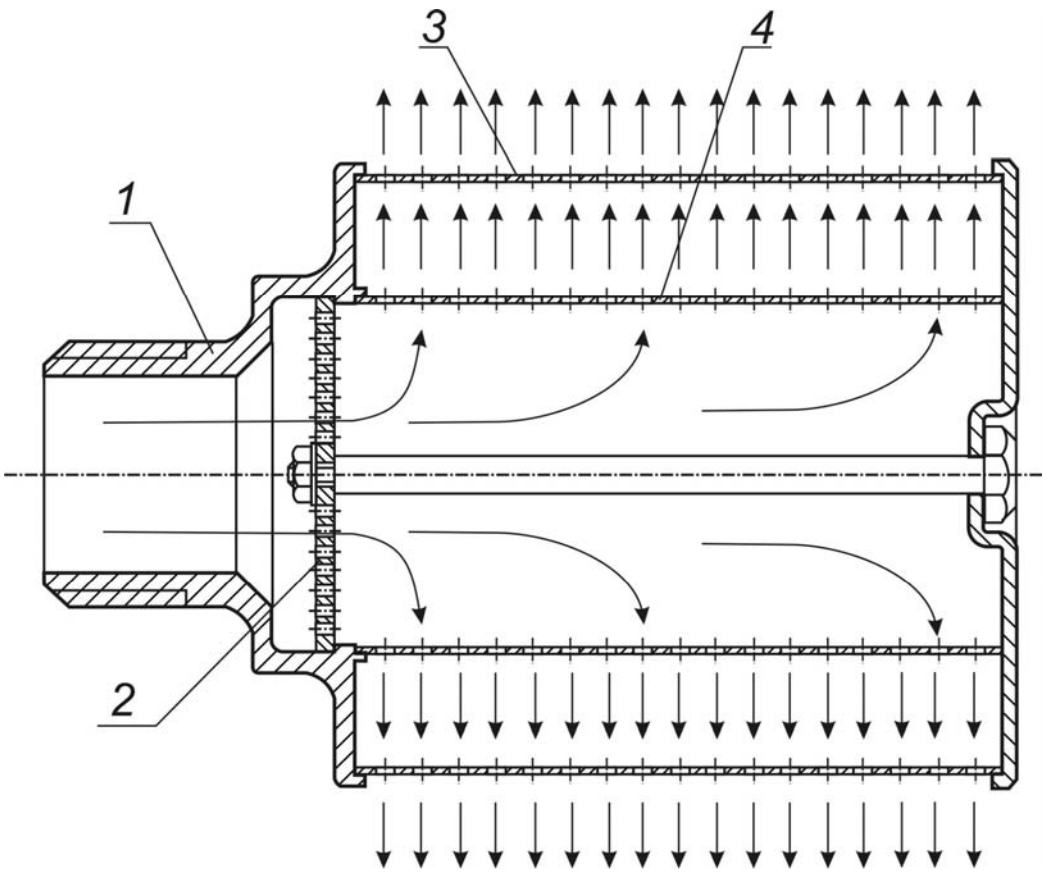
- наиболее эффективным способом снижения шума турбулентной струи (потока) является снижение скорости струи;
- добиться снижения шума можно также снижением плотности среды в струе и её диаметра.

В качестве такого устройства для снижения шума выхлопной струи целесообразно применять многоступенчатый перфорированный насадок (рисунок 2.23). Количество ступеней такого насадка зависит от начального давления. При этом при изменении площади проходного сечения будут изменяться скорости истечения через элементы глушителя.

Таким образом, снижение шума будет достигаться за счёт:

1) снижения скорости потока по сравнению с исходной струёй;

2) смещения максимума в спектре шума из-за преобразования исходной струи в совокупность мелких струек, вытекающих из наружной перфорированной оболочки 3 (рисунок 2.22).



1 – входной патрубок;

2 – шайба-рассекатель;

3 - наружняя оболочка;

4 – внутренняя оболочка.

Рисунок 2.22 – Схема преобразования исходной струи в перфорированном насадке

Исследования структуры потока в зоне смешения струй, истекающих из перфорированного насадка [79], показали, что схематично течение можно представить в виде совокупности двух участков (рисунок 2.23). На первом или начальном участке истечение струек из каждого отверстия происходит без какого-либо взаимодействия, т. е. независимо друг от друга. Длина начального участка определяется диаметром отверстий ***d,*** расстоянием между ними, условиями эжектирования воздуха между отверстиями и режимом истечения выхлопного потока. Течение во втором или основном участке можно представить в виде части

некоторой эквивалентной круглой струи, параметры которой определяются из условия постоянства количества движения.

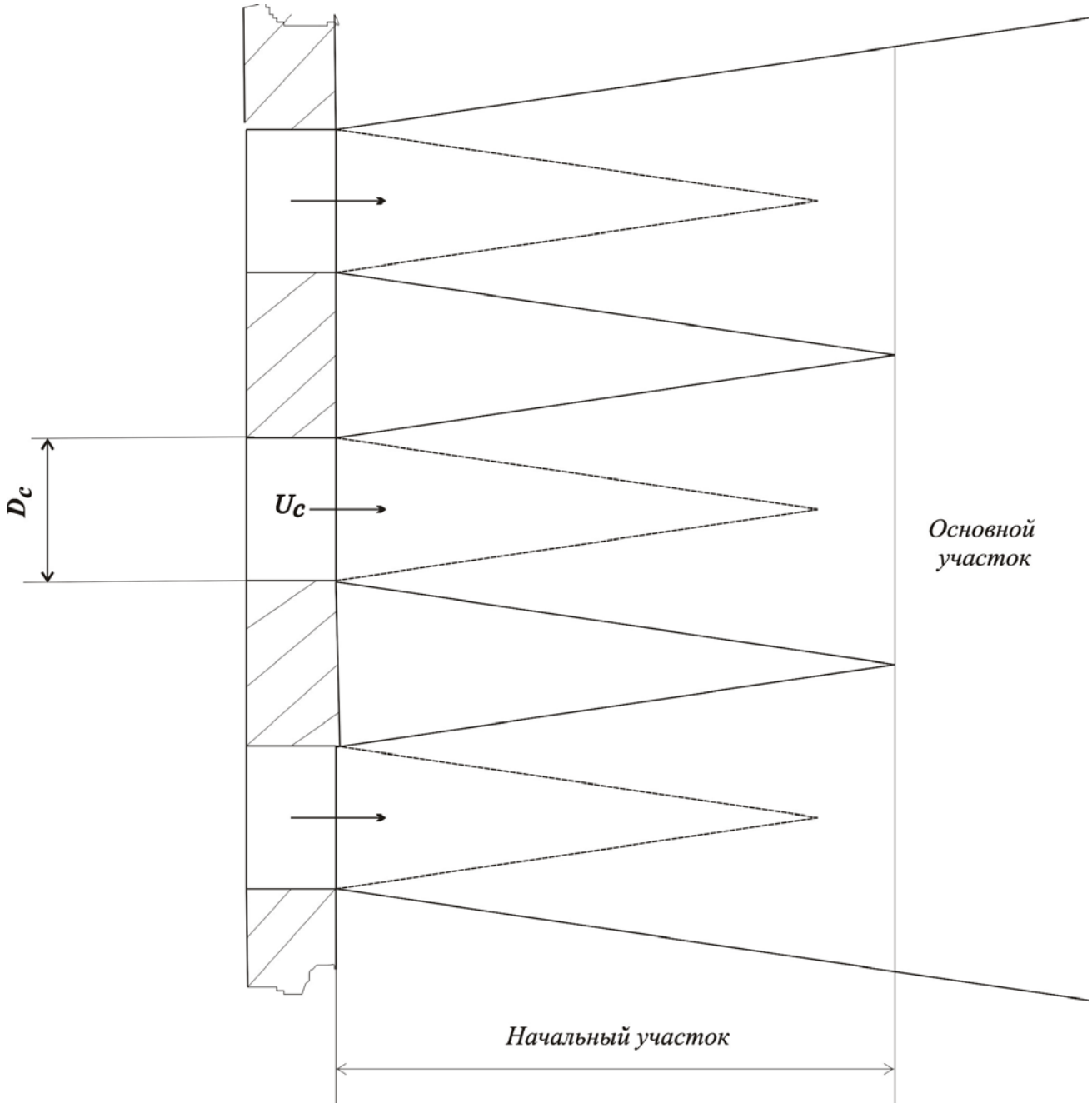


Рисунок 2.23 – Схема истечения выхлопного потока из перфорированного насадка

Интенсивность излучения звука в окружающее пространство от внутренних струек ослабевает, а суммарная акустическая энергия начального участка меньше суммы акустических энергий всех струек в пределах этого участка [3]. В работе [31] доказывается, что ослабление шума происходит за счёт высокочас-

тотного облучения мелкими струйками. Частота максимального шума начального участка превышает частоту максимума в спектре шума исходной круглой струи.

Увеличение числа отверстий и, следовательно, уменьшение их диаметра вызывает смещение спектра шума в область более высоких частот. Величина возрастания уровней шума в области высоких частот, вызываемого применением перфорированного насадка, уменьшается при увеличении скорости эжектируемого воздуха, т.е. при уменьшении градиента средней скорости в зонах смешения отдельных струек. Поэтому важнейшими параметрами, определяющими акустическую эффективность перфорированного насадка, являются отношение площади, ограничивающей насадок, к площади среза исходного сопла и величина расстояния между отдельными струйками. Эффективность снижения шума перфорированными или многотрубчатыми насадками в зависимости от относительной площади и количества отверстий (трубочек) приведена в работе [3].

Максимальное снижение уровней шума наблюдается при величине расстояния между отверстиями, равной приблизительно диаметру отверстия. Уменьшение расстояния между отверстиями приводит к быстрому сливанию отдельных струек в единый турбулентный поток и, следовательно, к уменьшению акустического эффекта.

В то же время, чрезмерное увеличение этого расстояния приводит к преобразованию струек в совокупность обычных свободных струй. В этом случае сумма акустических мощностей струек становится равной акустической мощности исходной струи, а практически единственный акустический эффект от применения перфорированного насадка заключается в перемещении спектра шума выхлопного потока в высокочастотную область.

Таким образом, в главе рассмотрена предложенная уточнённая физическая картина работы глушителя в составе системы. Рассмотрены механизм взаимодействия пульсаций давления рабочей среды (акустической и гидродинамической природы), вибрации и шума, природа шумообразования при обтекании препятст-

вий, различные режимы течения рабочего тела через регулирующий орган регулятора давления, методы снижения шума регуляторов давления. Исследованы зависимости акустического КПД и коэффициента пропускной способности на примере различных регуляторов давления РДПП-80-50М и Camozzi MX-1. Описана схема шумообразования при установке глушителя (одноступенчатого и многоступенчатого) в систему с регулятором давления;

Уточнение заключается в следующем:

1) Глушитель рассматривается совместно с системой.
2) При установке глушителя в систему он становится вторичным источником шума. Однако при правильном выборе площадей проходного сечения глушителя сумма акустической мощности элемента системы и глушителя меньше исходной акустической мощности. Это происходит из-за того, что установка глушителя приводит к тому, что площадь проходного сечения регулятора давления увеличивается, а перепад давления на нём уменьшается и, следовательно, уменьшается акустический КПД.

Уточнённая физическая картина позволяет переходить к созданию математических моделей глушителей шума в составе системы.

Основные результаты, изложенные во второй главе, опубликованы в работах автора [51, 53, 58, 142, 165].

3 ОБОБЩЁННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕМЕНТА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ И ГАЗОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ С ГЛУШИТЕЛЕМ ШУМА

Для создания метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума необходима разработка обобщённой математической модели элементов пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума. С этой целью рассмотрены различные классификации элементов пневматических систем, разработаны частные математические модели. Проведён анализ и моделирование влияния установки глушителя на динамические процессы в системе. Данное влияние рассмотрено на нескольких технических объектах исследования. Разработана математическая модель МР как звукопоглощающего материала с учётом его пропускной способности для использования его в глушителях аэродинамического шума.

Согласно ГОСТ 17752-81 пневматическая система – это совокупность пневмоустройств, входящих в состав объемного пневмопривода [34]. Классификация представлена на рисунке 3.1.

Рисунок 3.1 – Классификация пневмопривода

Типовая пневмосистема состоит из последовательного и параллельного соединения ёмкостей, трубопроводов и местных сопротивлений и других элементов (рисунок 3.2).

Рисунок 3.2 – Основные элементы пневмопривода

Все эти элементы могут являться источниками повышенного шума в зависимости от давлений и расходов рабочего тела.

В главе 2 уточнена физическая картина работы глушителя в составе пневматической и газотранспортной системы, которая учитывает акустическую мощность, генерируемую глушителем совместно с арматурой системы, и позволяет переходить к созданию обобщённой математической модели элемента пневматической (газотранспортной) системы с глушителем шума, которая описывает функциональные и акустические характеристики системы.

Как известно, математическая модель описывает зависимость между исходными данными и искомыми величинами. Элементами обобщённой математической модели являются (рисунок 3.3)[78]:

– множество входных данных (переменных) $\boldsymbol{X,Y}$; $\boldsymbol{X}$ - совокупность варьируемых переменных; $\boldsymbol{Y}$ - независимые переменные (константы);

– математический оператор $\boldsymbol{O}$, определяющий операции над этими данными. Под оператором понимается полная система математических операций, описывающих численные или логические соотношения между множествами входных и выходных данных (переменных);

– множество выходных данных (переменных) $\boldsymbol{T(X,Y)}$. Оно представляет собой совокупность критериальных функций, включающую (при необходимости) целевую функцию.

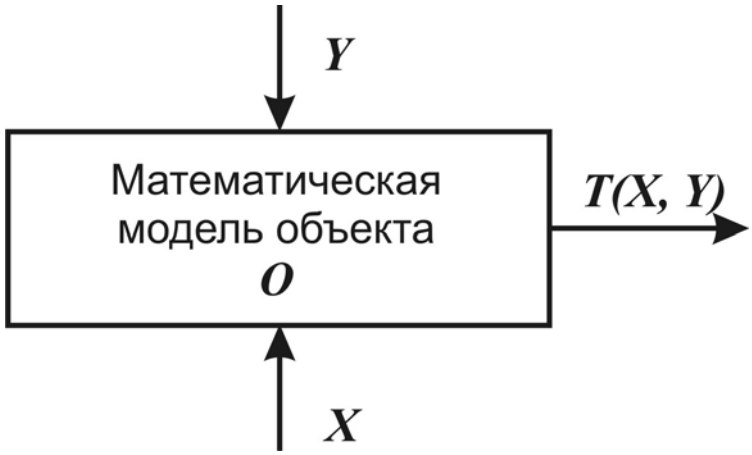


Рисунок 3.3 – Основные элементы обобщённой математической модели

Для описания газодинамических и акустических процессов в математический оператор ***O*** входят:

- закон сохранения энергии;
- принцип неразрывности потока;
- уравнения движения подвижных элементов пневматической или газотранспортной системы;
- уравнения элементов системы в сосредоточенных или распределённых параметрах;
- уравнения аэроакустики.

Согласно уточнённой физической картине полная акустическая мощность, генерируемая всей системой, в которую входят источник шума (клапан) и глушитель, состоящий из ***n*** шайб, складывается из мощностей каждого из элементов (формула 2.3 в главе 2):

$$W_{\Sigma} = W_{кл}\left(p_0, F_{Lкл}, C_{V\,кл}\right) + \sum_{i=1}^{n} W_i\left(p_i, F_{Li}, C_{Vi}\right). \qquad (3.1)$$

Акустическая мощность, генерируемая элементом пневматической или газотранспортной системы, зависит от его конструкции, давлений на входе и выходе и др.

Проведённый в первой главе обзор показал, что в большинстве случаев глушитель шума состоит из нескольких дросселирующих элементов, так называемых ступеней глушителя.

Вывод формулы для определения числа дросселей из зависимости, представленной в работе [47], несложное упрощение формулы для расчёта критического отношения давлений из работы [156], неравенство, необходимое для гарантированного обеспечения докритического режима, а также предложенное мной объединение указанных выше выражений в единую систему позволяют создать оригинальную математическую модель для определения числа ступеней:

$$\begin{cases} \pi_{крит} = F_L^2\left(\left(\dfrac{2}{k+1}\right)\cdot\dfrac{k}{k-1}-1\right), \\ \pi_{расч} < \pi_{крит}, \\ n = \dfrac{ln\left(\dfrac{p_0}{p_n}\right)}{ln\left(\pi_{расч}\right)}, \end{cases} \qquad (3.2)$$

где $\pi_{расч}$ - расчётный перепад давления на одном элементе системы «источник-глушитель»;

$\pi_{крит}$ - критический перепад давления;

n – число ступеней (шайб) глушителя;

p_0 – давление на входе в систему;

p_n – давление на выходе из системы;

F_L - коэффициент восстановления давления, который зависит от конструкции клапана.

На рисунке 3.4 представлена зависимость числа дросселей от абсолютного давления на входе. При расчёте принималось давление на выходе 1 атм. При этом на каждом из дросселей реализуется критический перепад $\pi_{расч}$ =1,89. Из рисунка

видно, что кривая носит логарифмический характер, и существенное увеличение входного давления не приводит к резкому увеличению числа дросселей.

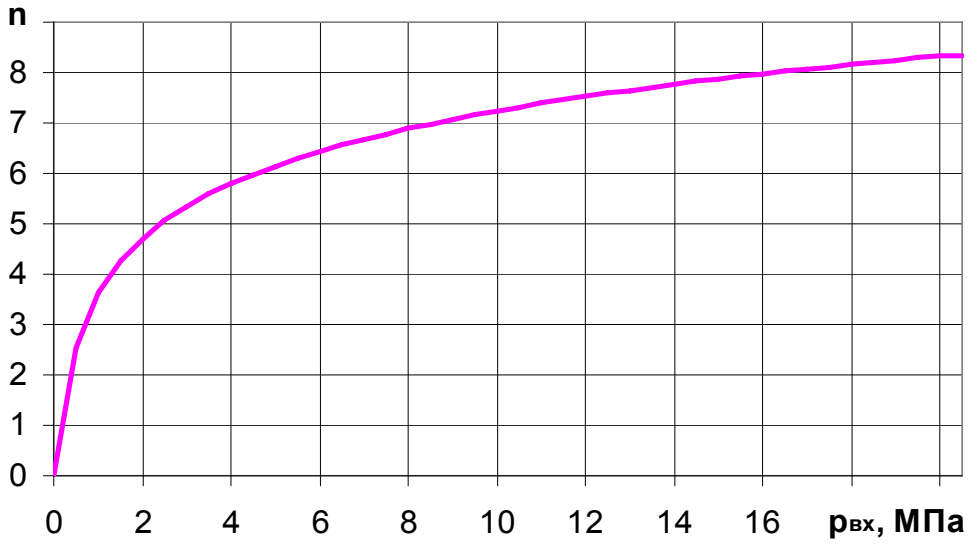


Рисунок 3.4 – Зависимость числа дросселей от абсолютного давления на входе

Для реальных конструкций эта кривая будет передвигаться эквидистантно на плоскости в зависимости от коэффициента восстановления давления и коэффициента адиабаты.

Очевидно, что при выборе площадей проходного сечения необходимо стремиться к минимуму полной акустической мощности W_Σ. Для этого решается оптимизационная задача, сформулированная следующим образом:

$$\begin{cases} X_{opt} = arg\min_{x}(W_\Sigma(X)), \\ X \in \Omega_X, \end{cases} \tag{3.3}$$

где Ω_X – множество допустимых решений (значения площадей проходных сечений глушителя).

Задача оптимизации решается с использованием метода деформируемых многогранников на начальном этапе и метода Ньютона на завершающем этапе.

В качестве независимых переменных выступают следующие параметры глушителя: x – ход клапана; p_1- давление после регулятора перед первой шайбой, p_2- давление за первой шайбой глушителя. Если рассмотреть случай устройства глушителя, состоящего из n шайб, и ввести в обращение вектор независимых переменных $V_p = (p_1, p_2, ..., p_{n+1}, x)'$, то в систему нелинейных уравнений можно представить в векторной форме:

$$F(V_p) = 0.$$

Разработанная обобщённая математическая модель элемента пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума с возможностью оптимизации площадей проходных сечений может быть использована для систем, в которых в качестве источника шума выступают любые запорно-регулирующие элементы, а глушитель содержит набор дроссельных шайб. Далее рассмотрим частные случаи применения разработанной математической модели.

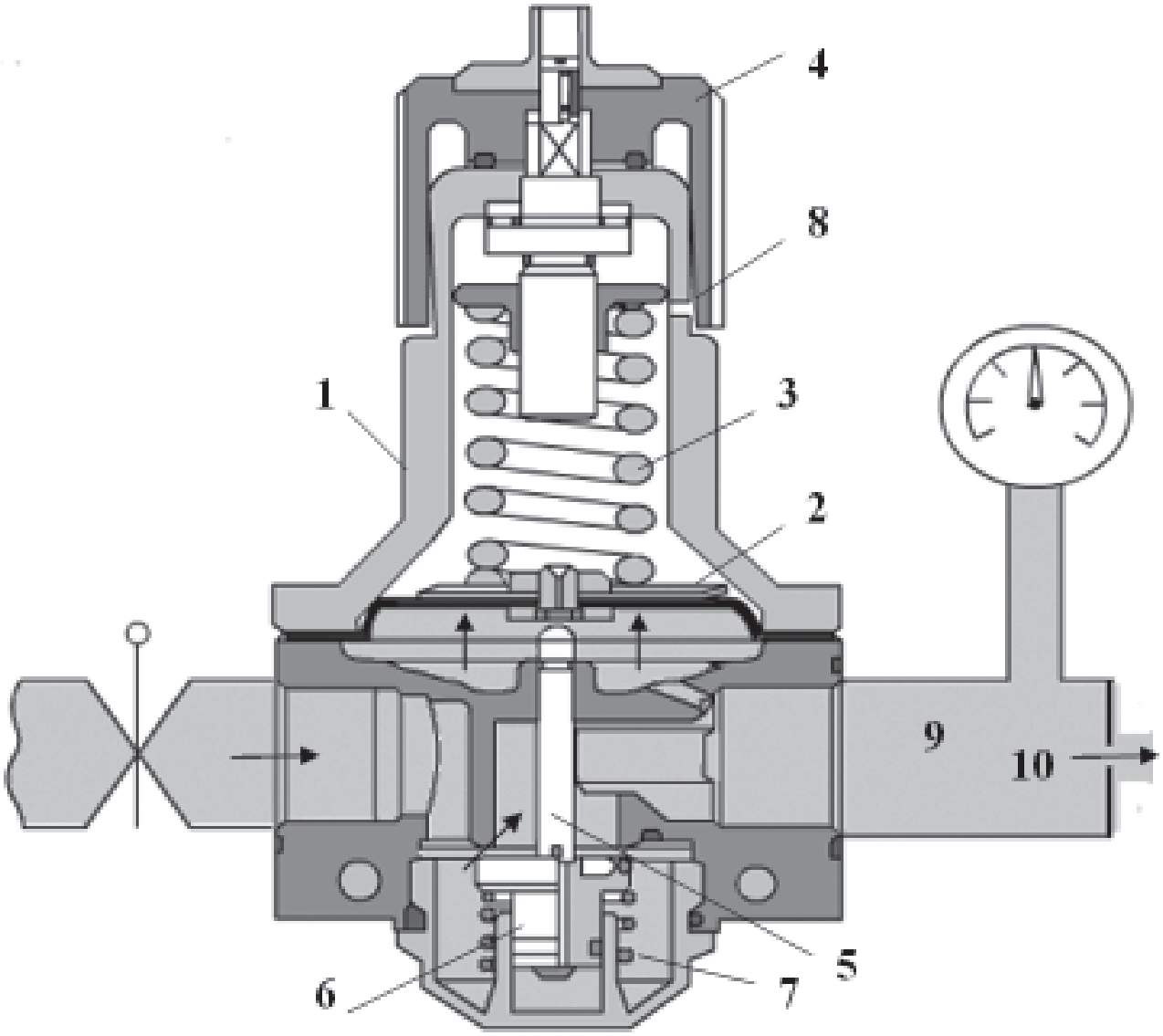
3.1 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ С ГЛУШИТЕЛЕМ ШУМА

Регуляторы давления – это одна из наиболее востребованных разновидностей запорно-регулирующей арматуры [10].

Регуляторы применяются в различных областях:

- авиационная и космическая техника;
- газораспределительные станции;
- системы паро- и теплоснабжения;
- медицина (например, анестезиология).

Регуляторы давления могут быть предохранительными или редукционными (понижающими). Редукционные регуляторы предназначены для поддержания заданного давления в трубопроводе на выходе независимо от расхода рабочего тела [20]. Конструктивная схема регулятора представлена на рисунке 3.5.



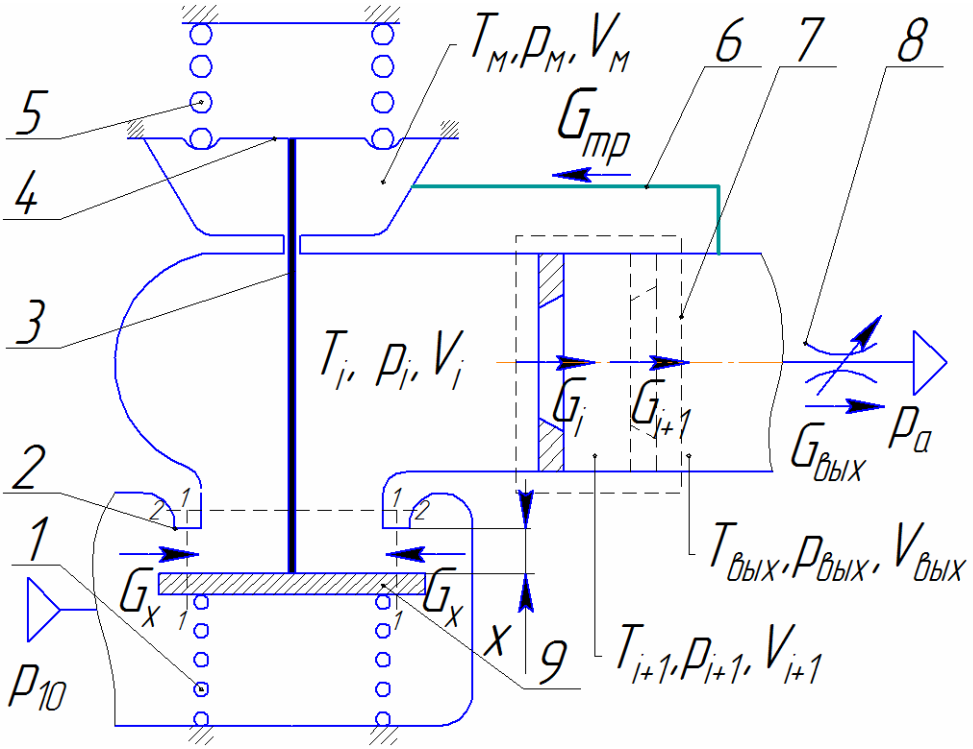
1. корпус,
2. мембрана,
3. пружина,
4. рукоятка,
5. шток,
6. поршень,
7. пружина,
8. дренажное отверстие,
9. выходная полость,
10. выходной дроссель.

Рисунок 3.5 – Схема регулятора давления пневматической системы

Он относится к регуляторам прямого действия и ему присуща ошибка регулирования (статическая ошибка), зависящая от расхода рабочего тела.

Для снижения шума регулятора давления применяют специальные глушители шума, которые представляют собой совокупность дроссельных шайб. Очевидно, что установка таких устройств может привести к нарушению нормальной работы систем. Поэтому моделирование динамических процессов в регуляторе давления является необходимым условием решения задачи синтеза глушителей шума пневматических или газотранспортных систем.

На рисунке 3.6 представлена расчётная схема системы регулирования пневматической системы с глушителем, состоящая из тарели 9 массой $\boldsymbol{M}$, закреплённой на упругой связи с жёсткостью $\boldsymbol{C_1}$ и $\boldsymbol{C_2}$ (пружины 5 и 1), и линейным демпфированием $\boldsymbol{D}$.



1 - пружина;

2 - седло;

3 - шток;

4 - мембрана;

5 - пружина;

6 - канал обратной связи;

7 - глушитель;

8 - выходной дроссель;

9 - тарель.

Рисунок 3.6 – Схема системы регулирования давления газа

На выходе расположена пневматическая ёмкость объёмом V_n. По ходу газового потока установлен пакет дроссельных элементов 7, представляющий собой набор шайб различного проходного сечения. Расход газа $G_{вых}$ определяется дросселем 8, расположенным на выходе из ёмкости.

При составлении математической модели регулятора давления приняты следующие допущения: рабочее тело – идеальный газ; масса подвижного узла и жёсткость пружины рассматриваются в сосредоточенных параметрах, приведённых к оси клапана; силы нелинейного трения и теплообмен с окружающей средой отсутствуют; процесс дросселирования адиабатический, потери энергии учитываются при помощи коэффициента расхода [6, 11].

Полагая, что состояние газа в полости изменяется по адиабатическому закону, можно записать[10, 20, 29]:

$$C_c \cdot \frac{dp_c}{dt} = G_{i+1} - G_{out}, \tag{3.4}$$

где $C_c = \frac{V_c}{k \cdot R \cdot T_c}$ - акустическая ёмкость;

p_c - давление в полости; G_{i+1} - массовый расход через шайбу; V_c – объём полости; G_{out} - массовый расход, определяемый дросселем 8; R - газовая постоянная; T_c- температура газа в полости; k - показатель адиабаты.

Расход газа через дросселирующее сечение 1–1 (рисунок 3.6) выражается формулами Сен-Венана и Ванцеля [10, 20]:

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{10}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_1'}{p_{10}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1'}{p_{10}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \text{ при } \frac{p_i}{p_{10}} > \pi_{кр}, \tag{3.5}$$

$$G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{10}}} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2\cdot(k-1)}} \quad \text{при} \quad \frac{p_i}{p_{10}} \le \pi_{кр}, \tag{3.6}$$

где μ_x- коэффициент расхода в сечении $1-1$ (рисунок 3.6);

d_c - диаметр седла (сечение $2-2$, рисунок 3.6);

x - ход тарели клапана;

R- газовая постоянная;

T_{10}- температура торможения в сечении $1-1$;

k - показатель адиабаты;

p_i- давление перед пакетом дроссельных шайб 7;

p_{10} - давление на входе в регулятор давления;

$\pi_{кр}$ - критическое отношение давлений.

Аналогичным образом записываются уравнения для определения массового расхода газа, определяемого пакетом дроссельных шайб [60, 74]:

$$G_i = \mu_i \cdot S_i \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad \text{при} \quad \frac{p_{i+1}}{p_i} > \pi_{кр}, \tag{3.7}$$

$$G_i = \mu_i \cdot \pi \cdot S_i \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_i}} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad \text{при} \quad \frac{p_{i+1}}{p_i} \le \pi_{кр}, \tag{3.8}$$

где μ_i - коэффициент расхода через шайбу;

S_i - площадь проходного сечения шайбы.

Уравнение равновесия тарели как динамического звена с сосредоточенными параметрами m, $C^1_{пр}, C^2_{пр}$, ξ представим в виде:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \xi \cdot \frac{dx}{dt} + (C_{пр}^1 + C_{пр}^2) \cdot x - F_{01} + F_{02} - F_{\Sigma} = 0, \quad (3.9)$$

где F_{Σ} - сумма сил нелинейного трения, аэродинамической подъёмной силы и сил, действующих на мембрану и тарель;

$C_{пр}$ -жёсткость пружины, н/м;

m - масса подвижной системы, кг;

ξ - демпфирование;

F_{01}, F_{02}, - усилия предварительной затяжки пружин регулятора (клапана).

Примем допущения о малости сил трения и подъёмной силы потока на статические и динамические характеристики системы:

$$F_{\Sigma} = -p_m \cdot S_m + p_i \cdot S_c - p_{10} \cdot S_T + p_a \cdot S_m, \quad (3.10)$$

где p_m - давление в подмембранной полости;

S_m - площадь мембраны;

p_a - атмосферное давление;

S_c - площадь седла клапана;

S_T - площадь тарели.

Подставив выражение (3.9) в уравнение равновесия (3.10):

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + D\frac{dx}{dt} + (C_1 + C_2) \cdot x - P_{01} + P_{02} + p_m \cdot S_m - p_i \cdot S_C + p_{10} \cdot S_p - p_a \cdot S_m = 0. \quad (3.11)$$

Полученная система уравнений (3.4) - (3.11) описывает функционирование регулятора давления газа с присоединённой ёмкостью и пакетом дроссельных элементов.

$$
\begin{cases}
C_c \cdot \dfrac{dp_c}{dt} = G_{i+1} - G_{out}, \\
G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\dfrac{2}{R \cdot T_{10}} \cdot \dfrac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\dfrac{p_1'}{p_{10}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_1'}{p_{10}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \; при \dfrac{p_i}{p_{10}} > \pi_{кр}, \\
G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_x \cdot x \cdot p_{10} \cdot \sqrt{\dfrac{k}{R \cdot T_{10}}} \cdot \left(\dfrac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}} при \dfrac{p_i}{p_{10}} \le \pi_{кр}, \\
G_i = \mu_i \cdot S_i \cdot p_i \cdot \sqrt{\dfrac{2}{R \cdot T_i} \cdot \dfrac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\dfrac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \; при \dfrac{p_{i+1}}{p_i} > \pi_{кр}, \\
G_i = \mu_i \cdot \pi \cdot S_i \cdot p_i \cdot \sqrt{\dfrac{k}{R \cdot T_i}} \cdot \left(\dfrac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} при \dfrac{p_{i+1}}{p_i} \le \pi_{кр}, \\
m \cdot \dfrac{d^2 x}{dt^2} + D \cdot \dfrac{dx}{dt} + (C_{пр}^1 + C_{пр}^2) \cdot x - F_{01} + F_{02} - F_{\Sigma} = 0, \\
F_{\Sigma} = -p_m \cdot S_m + p_i \cdot S_c - p_{10} \cdot S_T + p_a \cdot S_m, \\
M \cdot \dfrac{d^2 x}{dt^2} + \xi \dfrac{dx}{dt} + (C_1 + C_2) \cdot x - P_{01} + P_{02} + p_m \cdot S_m - p_i \cdot S_C + p_{10} \cdot S_p - p_a \cdot S_m = 0.
\end{cases}
\tag{3.12}
$$

Так как акустическая мощность, излучаемая элементом системы, зависит от перепадов давления на нём, то перед расчётом шума необходимо определить давления в каждом сечении. При этом имеющиеся переходные процессы не представляют интереса. Поэтому для определения акустической мощности, излучаемой системой «регулятор – глушитель», расчёт давлений в междроссельных камерах производится по упрощённой модели, которая получается из исходной системы (3.12) путём приравнивания производных к нулю:

$$
\begin{cases}
G_1 = \mu \cdot \pi \cdot S_{mi} \cdot p_i \cdot \sqrt{\dfrac{k}{R \cdot T_i}} \cdot \left(\dfrac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \; при \dfrac{p_{i+1}}{p_i} \le \beta_{кр}, \\
G_1 = \mu \cdot S_{mi} \cdot p_i \cdot \sqrt{\dfrac{2}{R \cdot T_i} \cdot \dfrac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\dfrac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\dfrac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \; при \dfrac{p_{i+1}}{p_i} > \beta_{кр}, \\
\left(C_1 + C_2 \right) \cdot x - P_{01} + P_{02} + p_m \cdot S_m - p_1 \cdot S_c + p_{10} \cdot S_{poppet} - p_a \cdot S_m = 0.
\end{cases}
\tag{3.13}
$$

где μ_i - коэффициент расхода;

x - ход тарели клапана;

R - газовая постоянная;

T_i- температура торможения;

k - показатель адиабаты;

p_i- абсолютное давление;

S_i- площадь проходного сечения;

$\pi_{кр}$ - критическое отношение давлений.

Расчёт по упрощённой модели делается для сужения области поиска оптимума. Для расчёта акустической мощности $W_{ак}$, генерируемой клапаном или шайбой, использовалась модель, приведённая в работе L. Beranek [126].

Аэродинамический шум определяется кинетической энергией газа. Используя коэффициент пропускной способности C_v, удельный вес G_f пара или газа (для воздуха $G_f = 1$) и входное давление p_0, запишем

$$W_{ак} = \eta \cdot 7.7 \times 10^{-11} C_v F_L c_0^3 p_0 G_f \quad \text{, Вт} \qquad (3.14)$$

где c_0 - скорость звука; η - акустический КПД препятствия (элемента системы); F_L- коэффициент восстановления давления; C_v - коэффициент пропускной способности; G_f - удельный вес пара или газа (для воздуха $G_f = 1$); p_0 - входное статическое давление.

Акустический КПД η определяется следующим образом:

$$\begin{cases} \eta_I = 10^{-4} \cdot F_L^2 \cdot \left(\dfrac{p_i - p_{i+1}}{p_i \cdot F_L^2 - p_i + p_{i+1}} \right)^{2.6} \text{при} \quad \dfrac{p_i}{p_{i+1}} < \left(\dfrac{p_i}{p_{i+1}} \right)_{крит}, \\ \eta_{II,III} = 10^{-4} \cdot F_L^2 \cdot \left(\dfrac{p_i / p_{i+1}}{p_i / p_{i+1крит}} \right)^{3.7} \text{при} \quad \left(\dfrac{p_i}{p_{i+1}} \right)_{крит} \le \dfrac{p_i}{p_{i+1}} < 3.2 \cdot \alpha_p, \\ \eta_{IV,V} = 1.32 \cdot 10^{-3} \cdot F_L^2 \cdot \left(\dfrac{p_i / p_{i+1}}{\left(\dfrac{p_i}{p_{i+1}} \right)_{закрит}} \right)^{3.7} \text{при} \quad 3.2 \cdot \alpha_p \le \dfrac{p_i}{p_{i+1}} < 22 \cdot \alpha_p, \end{cases} \tag{3.15}$$

где p_i – давление до устройства;

p_{i+1} – давление после устройства;

$\left(\dfrac{p_i}{p_{i+1}} \right)_{крит}$ - критическое отношение давлений, зависящее от конструкции устройства и рабочего тела;

$\left(\dfrac{p_i}{p_{i+1}} \right)_{закрит}$ - закритическое отношение давлений;

α_p - безразмерное значение отношений давлений.

Пропускная способность также является кусочной функцией:

$$C_v = \begin{cases} 2.14 \times 10^7 \dfrac{G}{\sqrt{\Delta p (p_1 + p_2) G_f}} \quad \text{при} \quad \Delta p \le \dfrac{1}{2} F_L^2 p_1, \\ 1.95 \times 10^7 \dfrac{G}{F_L p_1 \sqrt{G_f}} \quad \text{при} \quad \Delta p > \dfrac{1}{2} F_L^2 p_1, \end{cases} \tag{3.16}$$

где G – массовый расход рабочего тела, кг/с;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад давления на препятствии.

Аналогичные выражения можно записать для каждой дроссельной шайбы.

3.2 МЕТОД ПОЛУЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОГО РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ РАСЧЁТА ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ В ЭЛЕМЕНТАХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ С ГЛУШИТЕЛЯМИ ШУМА

Метод получения устойчивого решения системы уравнений для расчёта газодинамических параметров в элементах пневматических и газотранспортных систем с глушителями шума основан на преобразовании независимых переменных математической модели и позволяет свести задачу поиска решений системы нелинейных уравнений с ограничениями на них к соответствующей безусловной задаче в новых координатах.

Для нахождения решения системы (3.13) можно воспользоваться стандартными возможностями системы MATLAB, например, универсальным алгоритмом fsolve [42]. Для данной модели возникли расчётные трудности, объяснение которых лежит в области организации вычислительных итерационных процессов [71].

Известно, что любой итерационный алгоритм решения системы нелинейных уравнений сходится, если спектральный радиус итерационной функции меньше единицы [71] $\rho(G'_p) < 1$. Итерационную функцию алгоритма fsolve, использующего метод Ньютона, можно представить в виде $G(P) = V_p - \beta^{-1} F(V_p)$, где $\beta(V_p) = F'_p(V_p)$ - якобиан векторной функции $F(V_p)$. Анализ спектрального радиуса метода Ньютона позволяет с уверенностью утверждать, что метод Ньютона всегда сходится к решению V_p^* , если начальное приближение V_{p0} достаточно близко расположено от V_p^*. В то же время, невозможно предсказать будет ли сходиться итерационный процесс метода Ньютона, если начальное приближение удалено от решения.

Как показала практика, области начальных приближений, из которых итерационные алгоритмы сходятся к решению (области сходимости), значительно отличаются друг от друга в зависимости выбранного метода решения системы нелинейных уравнений. Более того, «практическая» область сходимости, полученная в результате реализации алгоритма на ЭВМ, обычно существенно шире, чем

это предсказывает теория. Часто встречается ситуация, когда более простые итерационные методы (метод простой итерации, метод Зейделя), не использующие частные производные, имеют более широкую область сходимости.

Универсальный алгоритм fsolve системы MATLAB в своей реализации использует идеи метода Ньютона. Для обеспечения высокой результативности его работы разработчики алгоритма снабдили алгоритм развитыми средствами настройки его параметров, диагностики и, в том числе, автоматическим переходом в область комплексных чисел, когда используемые в модели функции определены не для всех значений действительных переменных (формулы (3.13)).

Изящное решение проблемы обеспечения математической сходимости алгоритма решения системы нелинейных уравнений (действительно в более широком поле чисел велика вероятность связать параметры системы нелинейных уравнений) зачастую порождает другую проблему, связанную с нарушением физического смысла предлагаемых решений. Нечто похожее произошло при использовании программы fsolve для решения системы (3.13), описывающей работу регулятора давления с глушителем. На рисунке 3.7 светлым цветом показана область сходимости при использовании алгоритма программы fsolve для модели глушителя с двумя шайбами.

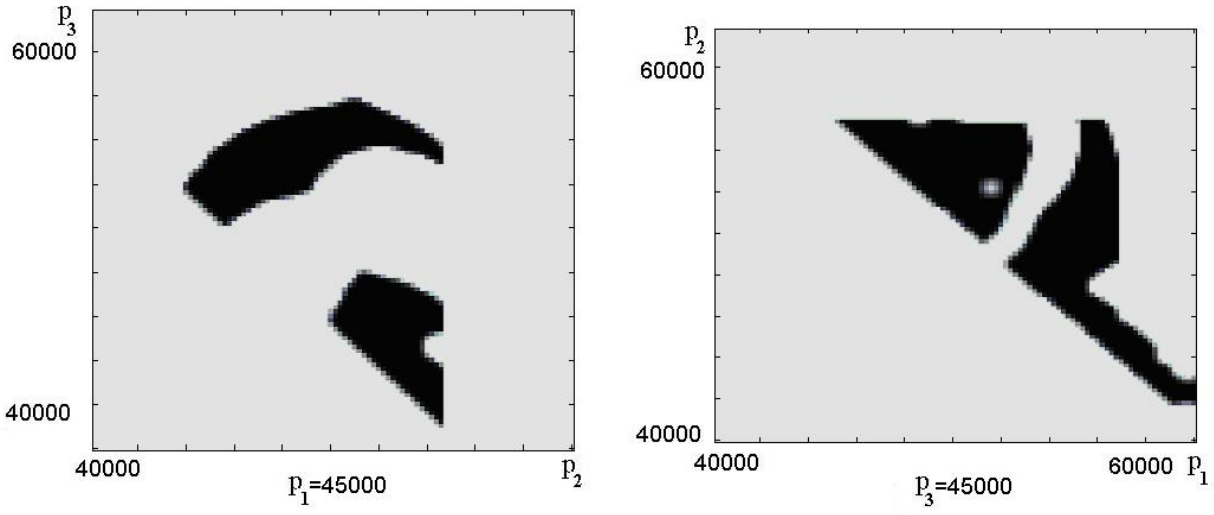


Рисунок 3.7 – Фазовый «портрет» области сходимости алгоритма fsolve для модели глушителя с двумя шайбами

Как видно из рисунка, область расходимости алгоритма fsolve для задачи моделирования регулятора давления с глушителем, состоящим из двух дроссельных шайб, имеет причудливую форму и является двусвязанной (на рисунке 3.7 приведены сечения области сходимости). Кроме того, как показали вычислительные эксперименты, она зависит от параметров модели. Конечно, в случае расходимости алгоритма можно попытаться случайным образом подобрать точку начального приближения, но это в значительной степени снижает общую эффективность задачи решения исходной системы нелинейных уравнений.

Предложена методика получения устойчивого решения системы для расчёта газодинамических параметров в элементах пневматических и газотранспортных систем с глушителями шума на основе преобразования независимых переменных математической модели. Причина неустойчивости сходимости алгоритма fsolve для задачи расчёта акустической мощности имеет следующее объяснение. На независимые переменные системы (3.13) неявно накладываются ограничения: давления в проточной части системы с глушителем должны удовлетворять системе неравенств:

$$\begin{cases} p_1 \geq p_2, \\ \dots \\ p_n \geq p_{n+1}. \end{cases} \qquad (3.18)$$

Любое нарушение соотношений (3.18) приводит к отрицательным значениям подкоренных выражений в формулах, аналогичных (3.13), и появлению комплексных чисел.

Данную проблему можно разрешить, произведя замену переменных.

Пусть p_i^* и p_i^{**} - соответственно левая и правая границы области определения параметра p_i. Нормализуем переменные p_i стандартным преобразованием таким образом, что $\tilde{p}_i \in [0;1]$:

$$\tilde{p}_i = (p_i - p_i^*)/(p_i^{**} - p_i^*). \qquad (3.19)$$

Введём переменные x_i, удовлетворяющие условиям:

$$\begin{cases} x_1 = \tilde{p}_1, \\ x_2 = \tilde{p}_2 / \tilde{p}_1, \\ \quad \ldots \\ x_{n+1} = \tilde{p}_{n+1} / \tilde{p}_n. \end{cases} \tag{3.20}$$

Для того, чтобы переменные x_i не выходили за пределы отрезка $[0;1]$, применим S-образную функцию. Если переменная $z_i \in (-\infty; +\infty)$, тогда переменная $x_i = \frac{1}{1+e^{-z_i}}$ принадлежит отрезку $[0;1]$, и можно получить новое преобразование:

$$z_i = -\ln((1 - x_i) / x_i). \tag{3.21}$$

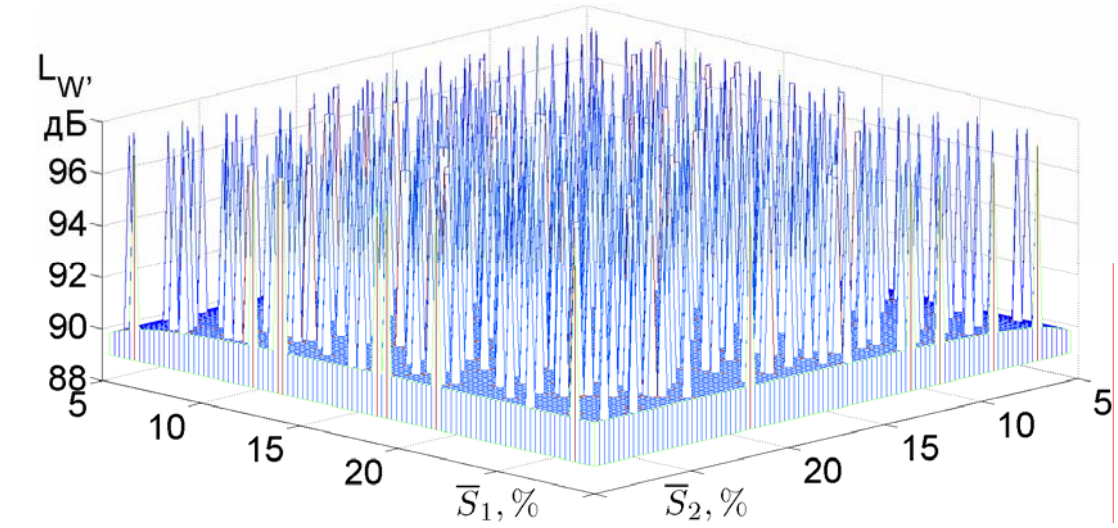
Запишем обратные преобразования переменных:

$$\begin{cases} x_i = \frac{1}{1+e^{-z_i}}, \\ \tilde{p}_i = x_i \tilde{p}_{i-1}, \\ p_i = p_i^* + \tilde{p}_i (p_i^{**} - p_i^*). \end{cases} \tag{3.22}$$

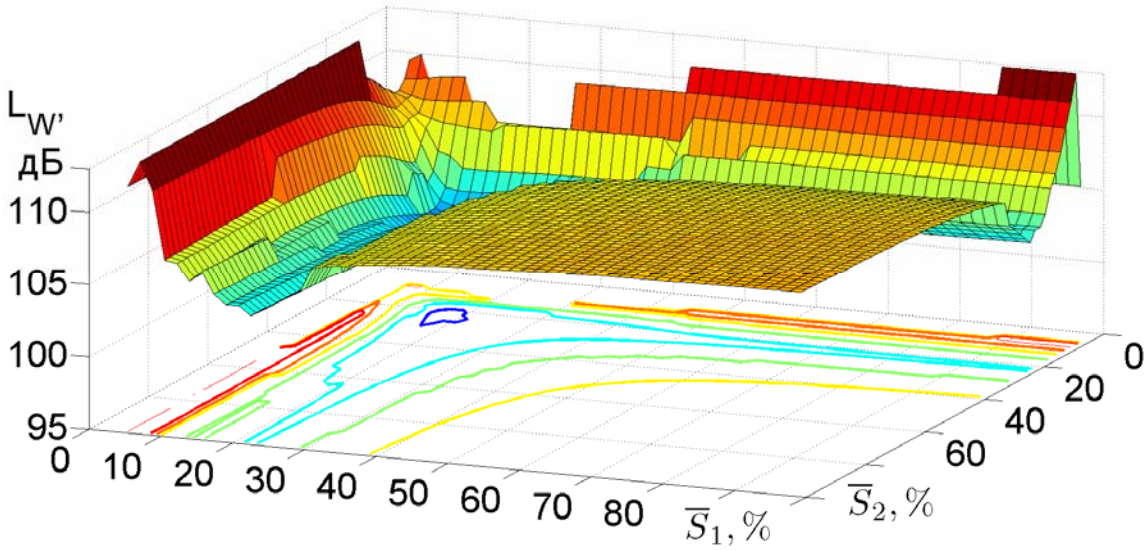
Предложенные преобразования переменных (3.19)-(3.22) позволяют перейти от вектора исходных параметров P системы уравнений (3.13) к вектору новых переменных $Z = (z_1, \ldots, z_{n+1}, \tilde{x})'$, для которого областью определения его компонентов (до $n+1$ элемента включительно) является вся числовая ось.

Очень важно, что при этом не нарушается непрерывность функций системы уравнений (3.13), поскольку все преобразования являются непрерывными монотонными функциями. Данное обстоятельство существенно, поскольку в алгоритме fsolve автоматически вычисляется якобиан векторной функции системы уравнений, т.е. первые частные производные. Но самое главное заключается в том, что для произвольных сочетаний вектора новых переменных Z для его прообраза - вектора давлений P - автоматически выполняются условия (3.18).

Вычислительные эксперименты с моделью $\tilde{F}(Z)=0$ для новых независимых переменных Z подтвердили высокую эффективность предложенной замены переменных, поскольку область начальных приближений, для которой алгоритм fsolve расходится, исчезла и алгоритм надёжно работает для любых начальных приближений Z_0. На рисунке 3.8 показано сравнение трёхмерных графиков изменения акустической мощности L_w в зависимости от относительных площадей проходного сечения $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$, полученные с использованием стандартного алгоритма fsolve (рисунок 3.8 а) и с использованием разработанного метода (рисунок 3.8 б).



а) Стандартный алгоритм



б) Разработанный метод

Рисунок 3.8 – Акустическая мощность для системы «клапан + 2 шайбы»

Как видно из рисунков, разработанный метод позволяет получить зависимости, подтверждающие описанную уточнённую физическую картину и обобщённую математическую модель.

Рассмотрим решение задачи оптимизации на примере системы «регулятор давления с глушителем, состоящим из одной дроссельной шайбы» (рисунок 3.9).

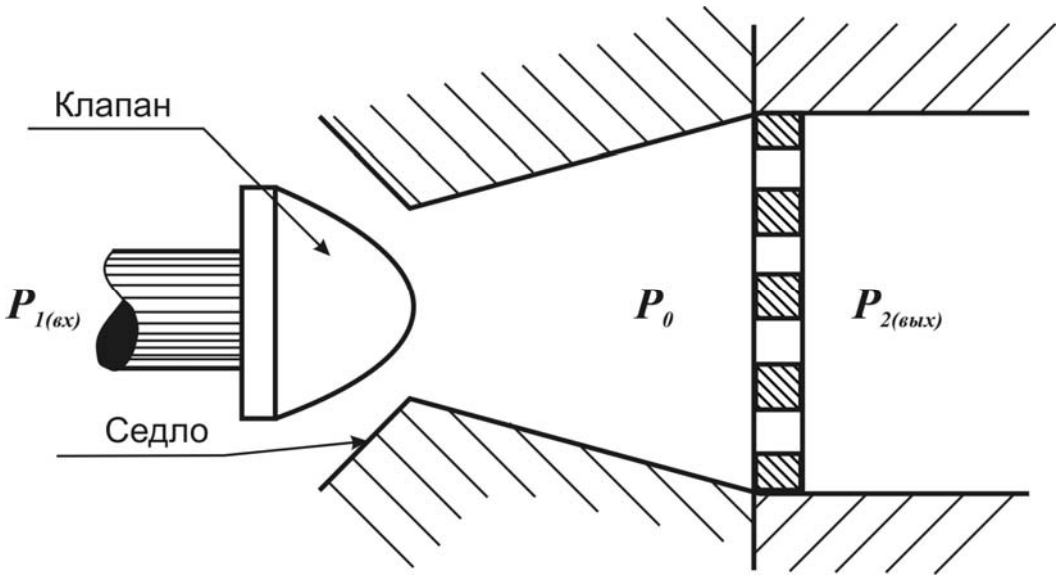


Рисунок 3.9 – Схема установки дросселирующей шайбы

Результаты расчёта показаны на рисунке 3.10.

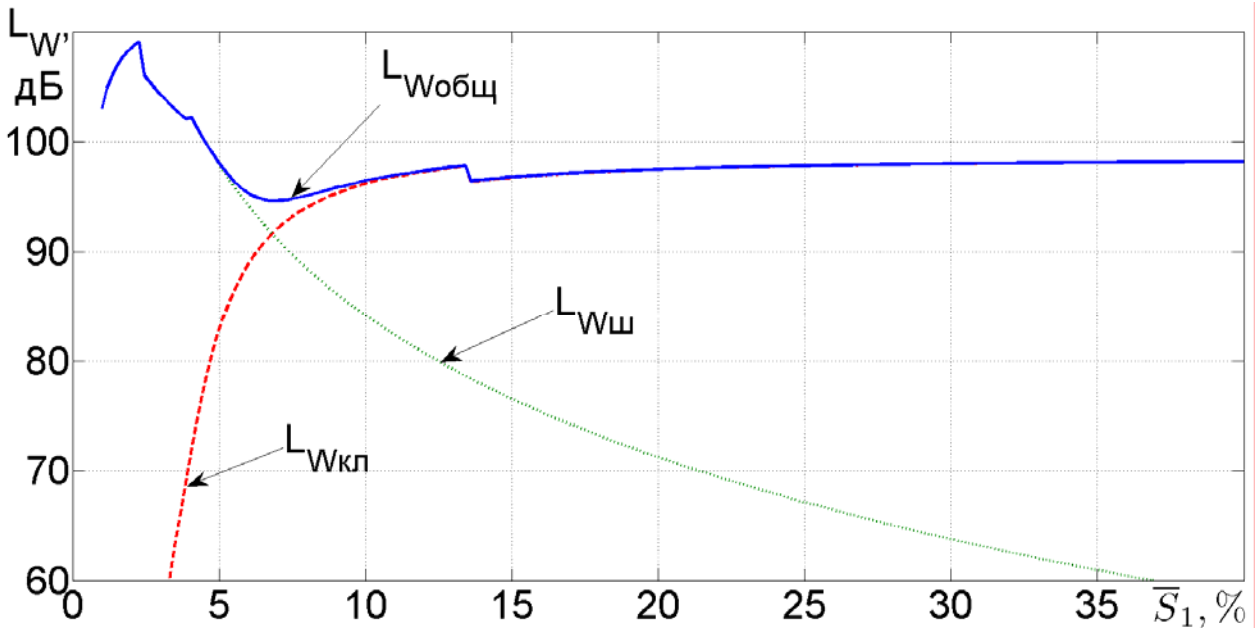


Рисунок 3.10 – Зависимость уровней акустической мощности L_w от площади пропускного сечения шайбы $\overline{S_1}$

Акустическая мощность имеет несколько минимумов. Минимум акустической мощности, генерируемой двумя источниками (регулятор и шайба), достигается при 5-7 %. Наблюдается также снижение уровня акустической мощности при дальнейшем уменьшении площади проходного сечения. Однако при этом происходит нарушение нормальной работы системы и снижается расход газа.

В случае, когда глушитель представляет собой двухступенчатую конструкцию, получаем поверхность, изображающую зависимость уровня акустической мощности от параметров глушителя.

На рисунке 3.11 представлены трёхмерные изображения зависимостей уровней акустической мощности L_w от площадей проходного сечения глушителя шума, состоящего из двух дроссельных шайб $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$ (в процентах). Как и в случае с одной шайбой, зависимости уровней акустической мощности регулятора давления и глушителя носят различный характер (рисунки 3.11 - 3.14). Именно поэтому при суммировании акустических мощностей получается поверхность с явно выраженным минимумом.

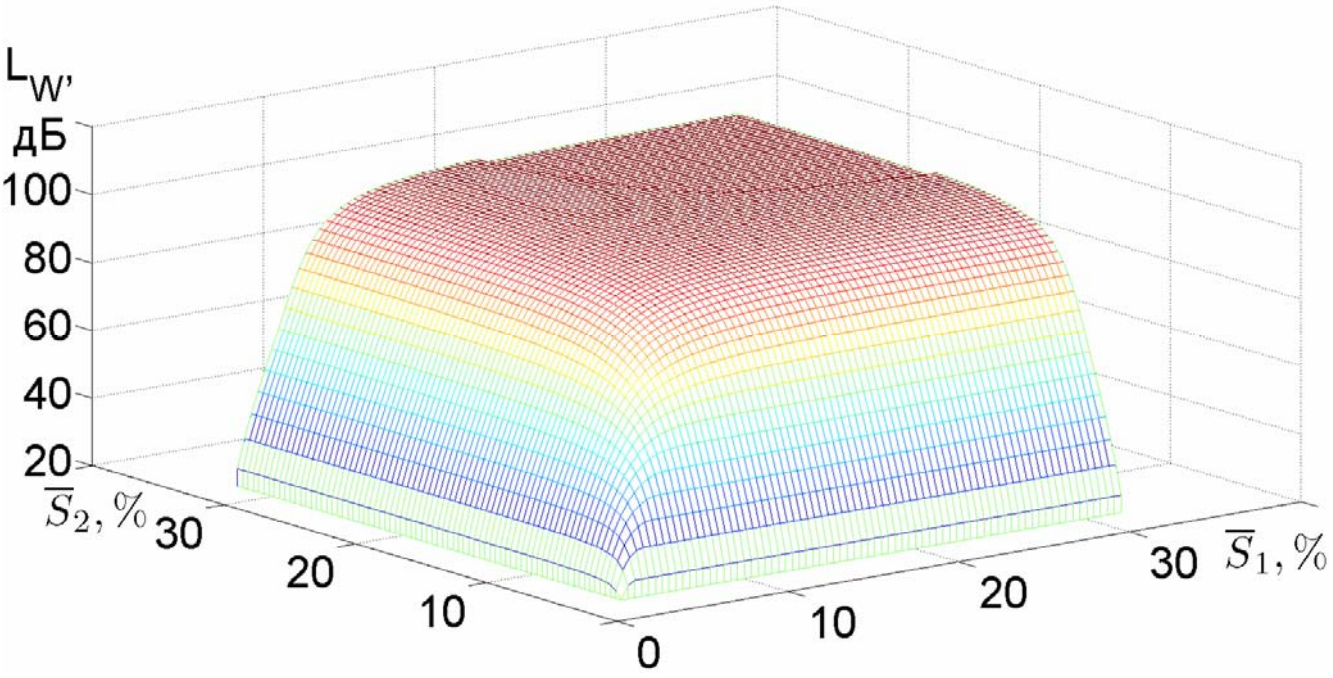


Рисунок 3.11 – Трёхмерные картины изменения акустической мощности регулятора L_w от площадей дроссельных шайб $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$

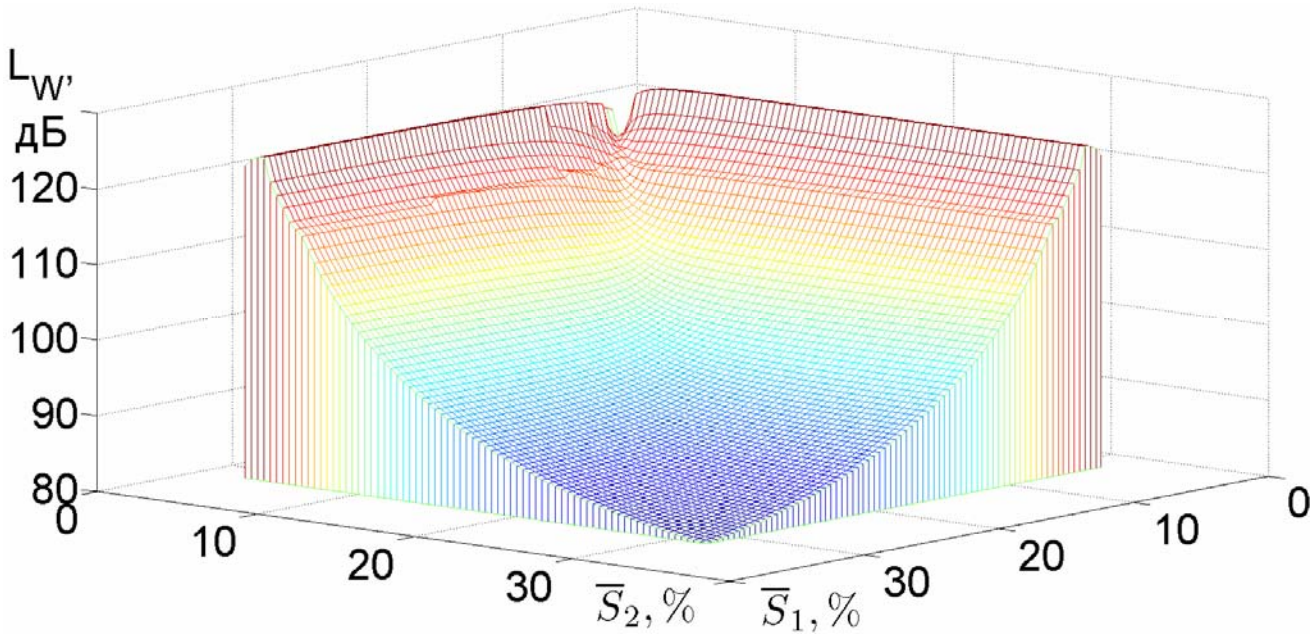


Рисунок 3.12 – Трёхмерные картины изменения акустической мощности дроссельной шайбы L_w от площадей дроссельных шайб S_1 и S_2

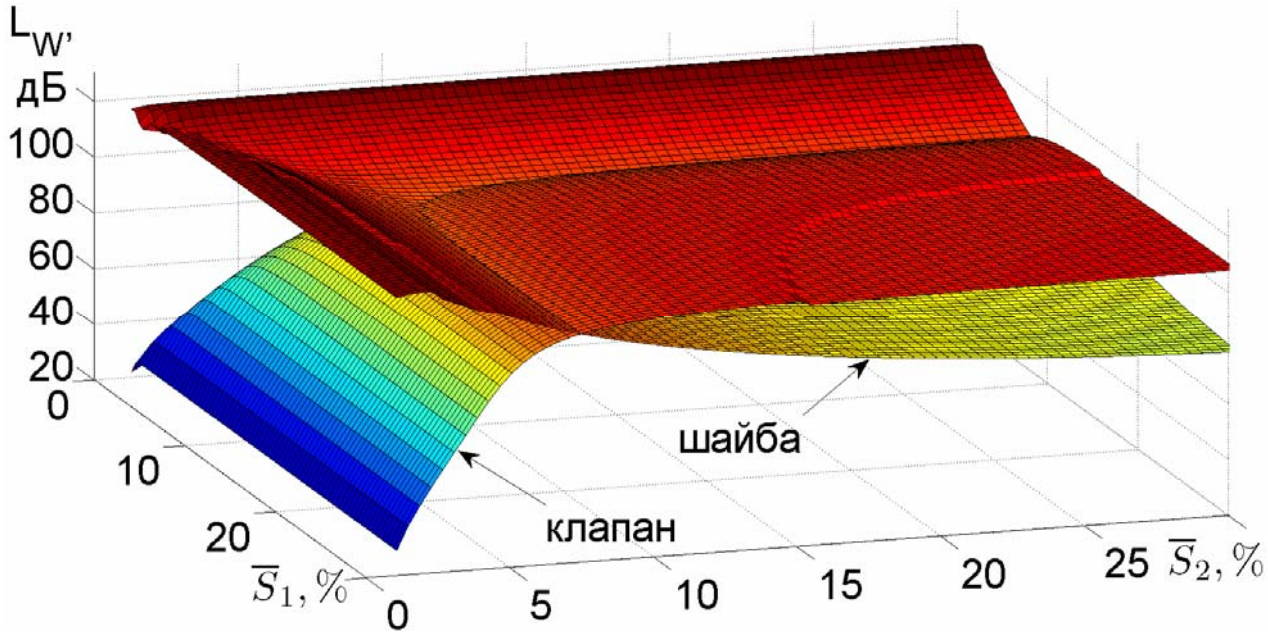


Рисунок 3.13 – Трёхмерные картины изменения акустической мощности регулятора и дроссельной шайбы L_w от площадей дроссельных шайб S_1 и S_2

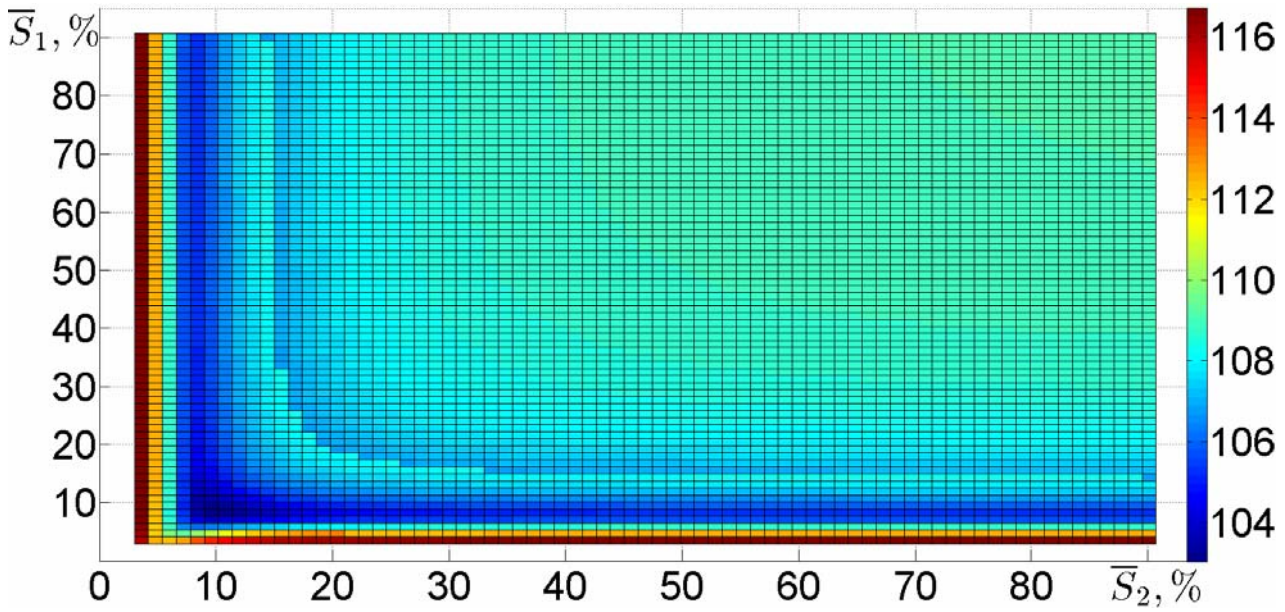


Рисунок 3.14 – Трёхмерные картины изменения суммы мощностей регулятора и дроссельных шайб

Результаты получены для следующих параметров:

p_0= 0,6 МПа;

p_a=0,1 МПа;

F_{01}=2000 Н;

d_{vv}=15 мм.

На рисунке 3.15 показана суммарная акустическая мощность, излучаемая регулятором давления и двумя дроссельными шайбами.

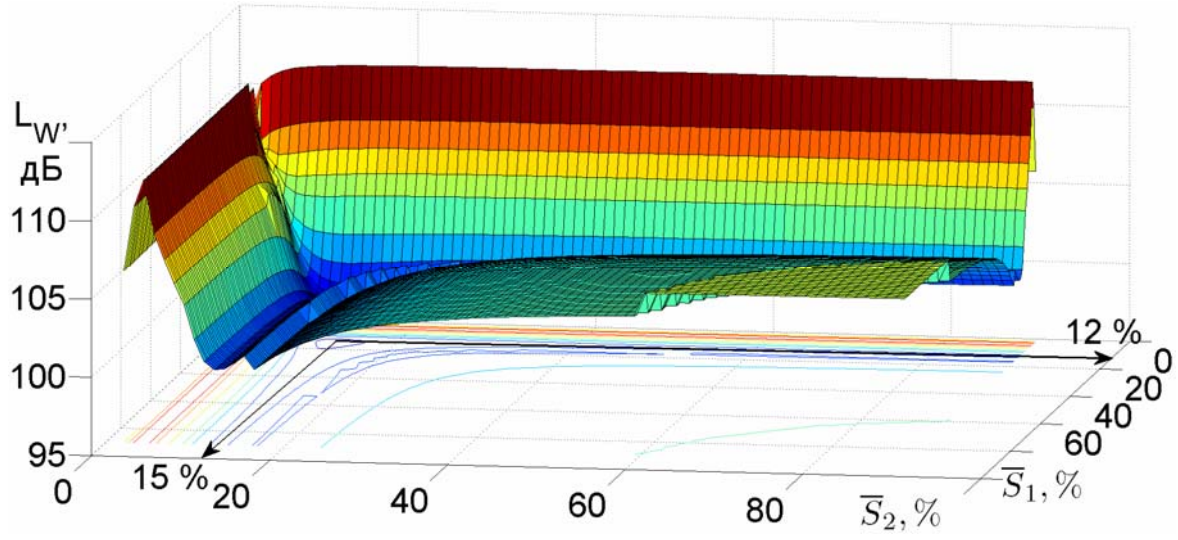


Рисунок 3.15 – Уровень звуковой мощности для системы «регулятор - 2 шайбы»

Из рисунка 3.15 видно, что с точки зрения минимизации генерируемой акустической мощности системы необходимо выбирать конструктивные параметры S_1=12%, S_2=15%.

Для наглядности на рисунке 3.16 представлены три сечения поверхности, изображённой на рисунке 3.15.

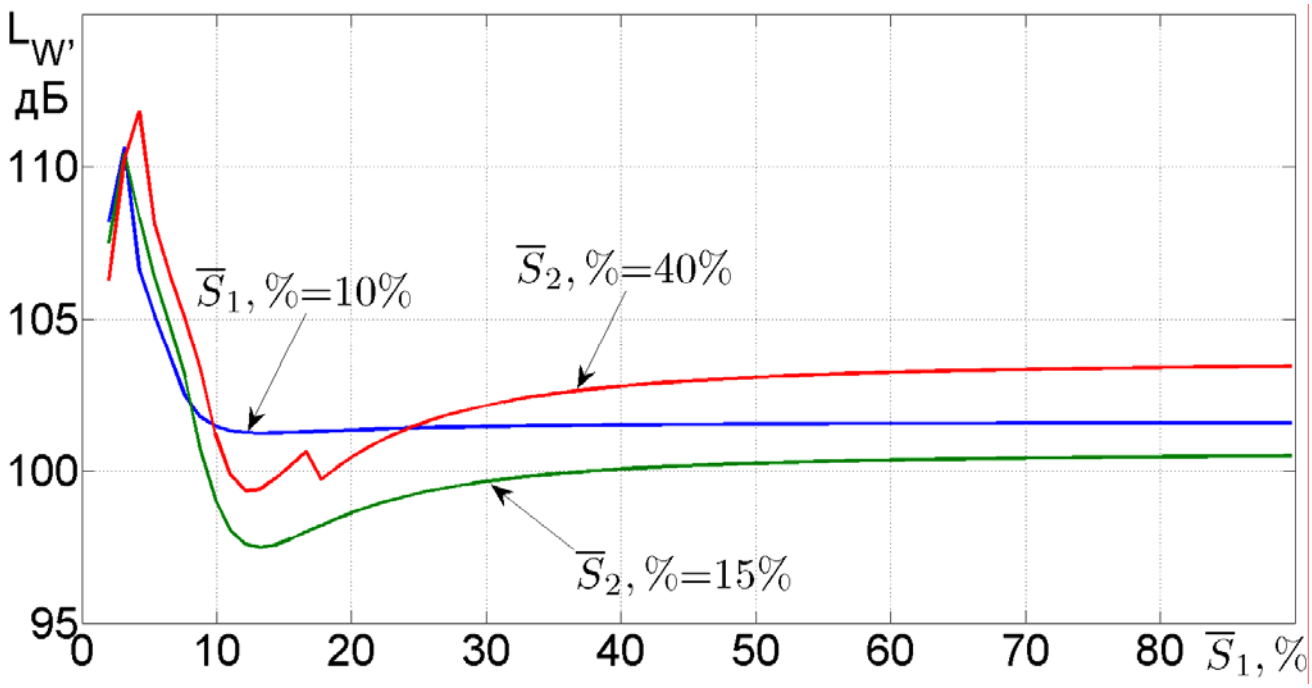


Рисунок 3.16 – Уровень звуковой мощности системы «регулятор - 2 шайбы» (сечения)

Изломы и ступеньки на полученных кривых и плоскостях получены за счёт наложения сложных зависимостей акустического КПД, анализ которого проведен в главе 2.

Разработанный метод позволяет находить оптимумы и для глушителей с большим числом ступеней, однако это не представляется возможным для изображения на плоскости. Поэтому для тех же исходных данных были проведены вычислительные эксперименты.

На рисунке 3.17 показаны зависимости абсолютного давления в полостях системы от числа дроссельных шайб ***n.*** По мере движения воздуха через систему (рисунок 3.6) давление в полостях падает. При этом $p_n=p_{вых}$ падает с увеличением числа дросселей. Это говорит о том, что статическая ошибка будет увеличиваться и нельзя бесконечно увеличивать число дросселей.

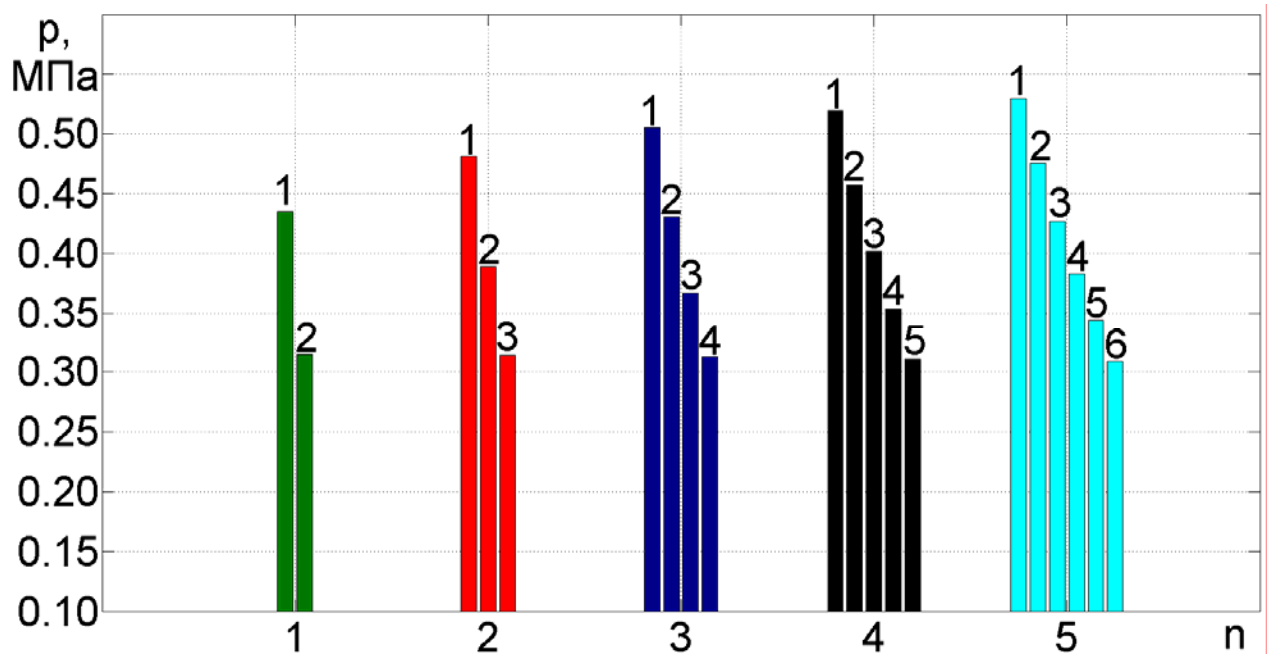


Рисунок 3.17 – Зависимость абсолютного давления в полостях системы от числа дроссельных шайб ***n***

На рисунке 3.18 показана зависимость площадей проходного сечения дроссельных шайб от их количества. Площадь каждой последующей шайбы больше предыдущей, что хорошо согласуется с известными данными и обзором конструкций, приведённым в главе 1. Причём с увеличением количества шайб площадь первой шайбы растёт, так как клапан при этом приоткрывается.

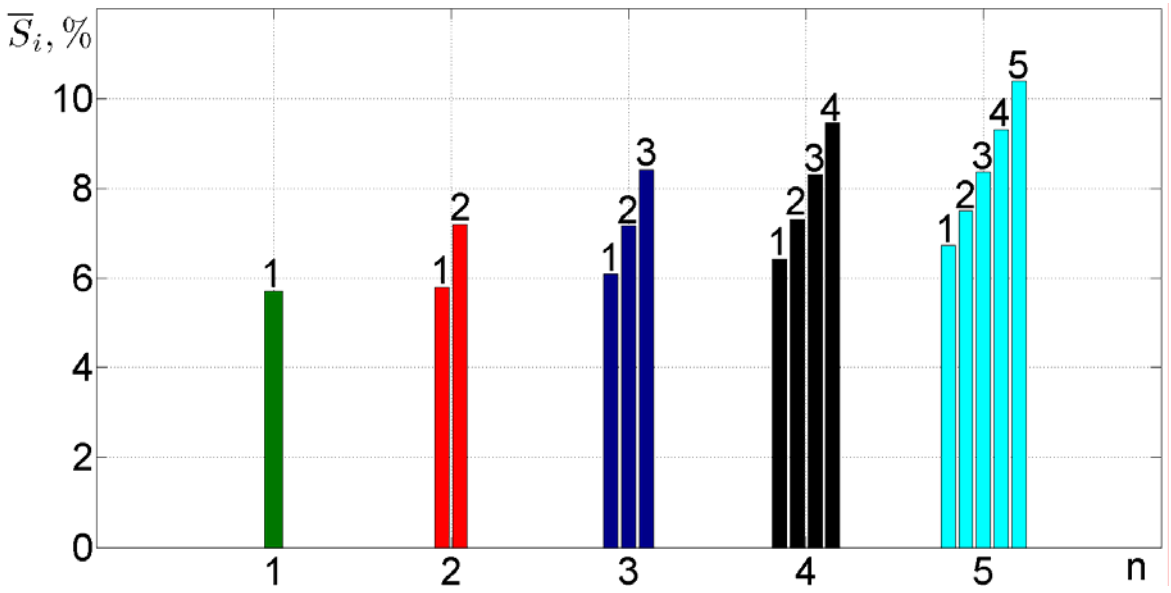


Рисунок 3.18 – Зависимость площадей проходного сечения дроссельных шайб S_i от их количества ***n***

3.3 РАСЧЁТ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ НА ПРИМЕРЕ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ С ГЛУШИТЕЛЕМ ШУМА

После предварительного нахождения области глобального минимума проводится полный расчёт динамических характеристик (переходных процессов), описанный ниже. При этом особое внимание уделяется вопросам устойчивости и пропускной способности клапана.

На рисунке 3.19 представлен внешний вид регулятора давления Camozzi серии MX.

Рисунок 3.19 – Внешний вид регулятора давления Camozzi серии MX

Исследование проводилось с помощью численных методов в программной среде Matlab/Simulink при следующих конструктивно-настроечных параметрах (таблица 3.1).

Таблица 3.1 - Исходные данные для расчёта

Параметр, единица измерения	m, кг	d_c, мм	μ_i	V_c, л	d_{mp}, мм	$p_{вх}$, бар	$p_{вых}$, бар	Q, нл/мин
Значение	0.4	24	0,6	10	41	2...16	2...10	12000

На рисунке 3.20 показано окно реализованной модели в виде структурной блок-схемы в программе Simulink.

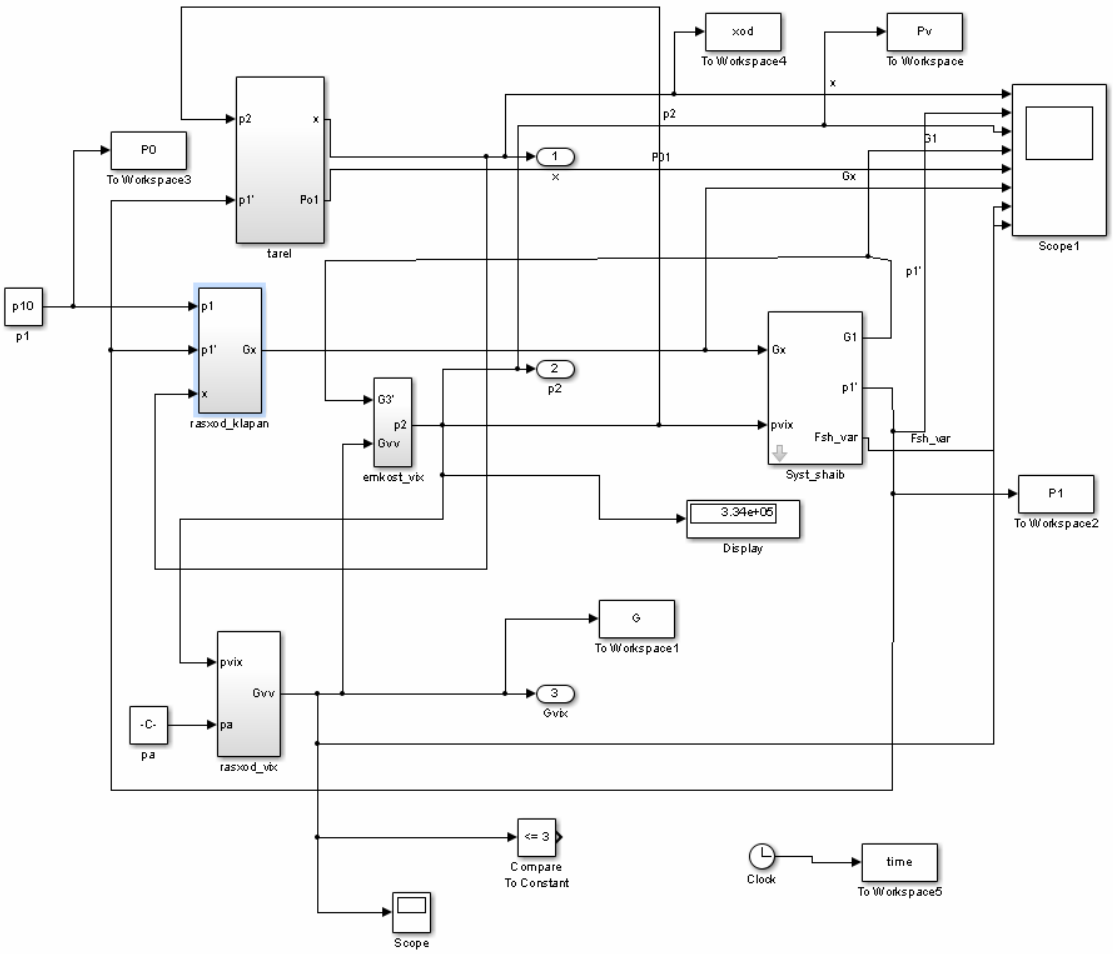


Рисунок 3.20 – Реализация математической модели регулятора давления газа в программе Simulink

При моделировании используется одношаговый явный метод Рунге-Кутты 4-го и 5-го порядка. Это классический метод, рекомендуемый для начальной пробы решения. Во многих случаях он даёт хорошие результаты [42]. Таким образом, в результате решения системы уравнений можно получить зависимости от времени всех основных параметров регулятора давления: ход клапана, массовые расходы через все сечения, давление на выходе из регулятора, давление на выходе из дрос-

сельной шайбы. Причём все эти зависимости будут изменяться при изменении режима работы системы (расхода потребляемого газа) и от проходного сечения дроссельной шайбы.

Рассмотрим переходные процессы движения тарели клапана и изменения давления в выходной полости при ступенчатом изменении расхода газа на выходе из ёмкости G_{out} от 0 до 0.147 кг/с в момент времени 0.55 с. Результаты моделирования представлены на рисунке 3.21.

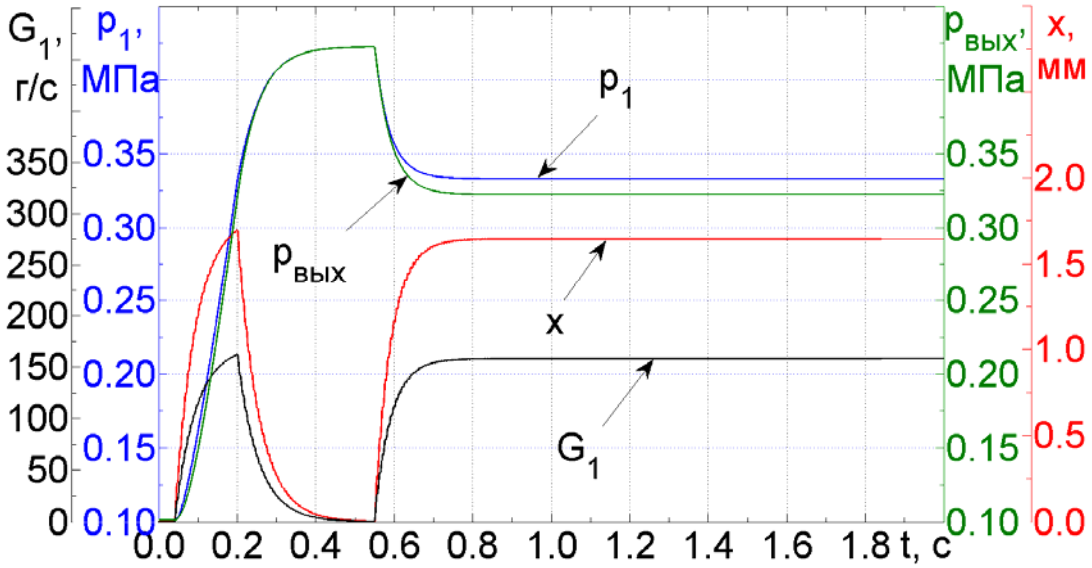


Рисунок 3.21 – Переходные процессы расчётных параметров

В первоначальный момент времени задаётся давление уставки и все полости системы начинают заполняться. При отсутствии потребляемого расхода газа давление во всех полостях на выходе из регулятора давления будет одно и то же (будет выполняться закон Паскаля). После выравнивания давления клапан закрывается и координата x=0. В момент появления расхода газа (0,55 с на рисунке 3.21) клапан открывается, чтобы обеспечить нужное количество рабочего тела, устанавливаются давления p_1 и $p_{вых}$. Причём давление перед дроссельной шайбой p_1 будет всегда выше давления на выходе и зависит от площади проходного сечения шайбы.

Как показывает рисунок 3.22, установленная дроссельная шайба приводит к увеличению статической ошибки только в тех случаях, когда диаметр проходного сечения выходного дросселя превышает диаметр проходного сечения дроссельной шайбы.

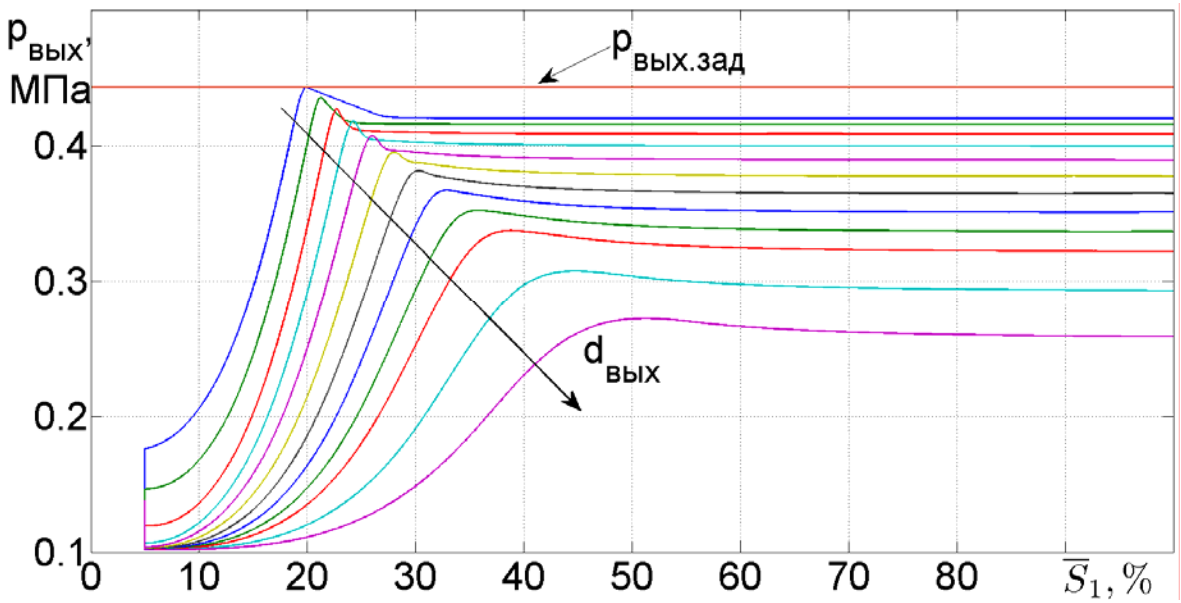


Рисунок 3.22 – Влияние возмущающего воздействия и дроссельной шайбы на статическую ошибку регулирования давления газа в выходной полости

На рисунке 3.23 представлены результаты вычислительного эксперимента.

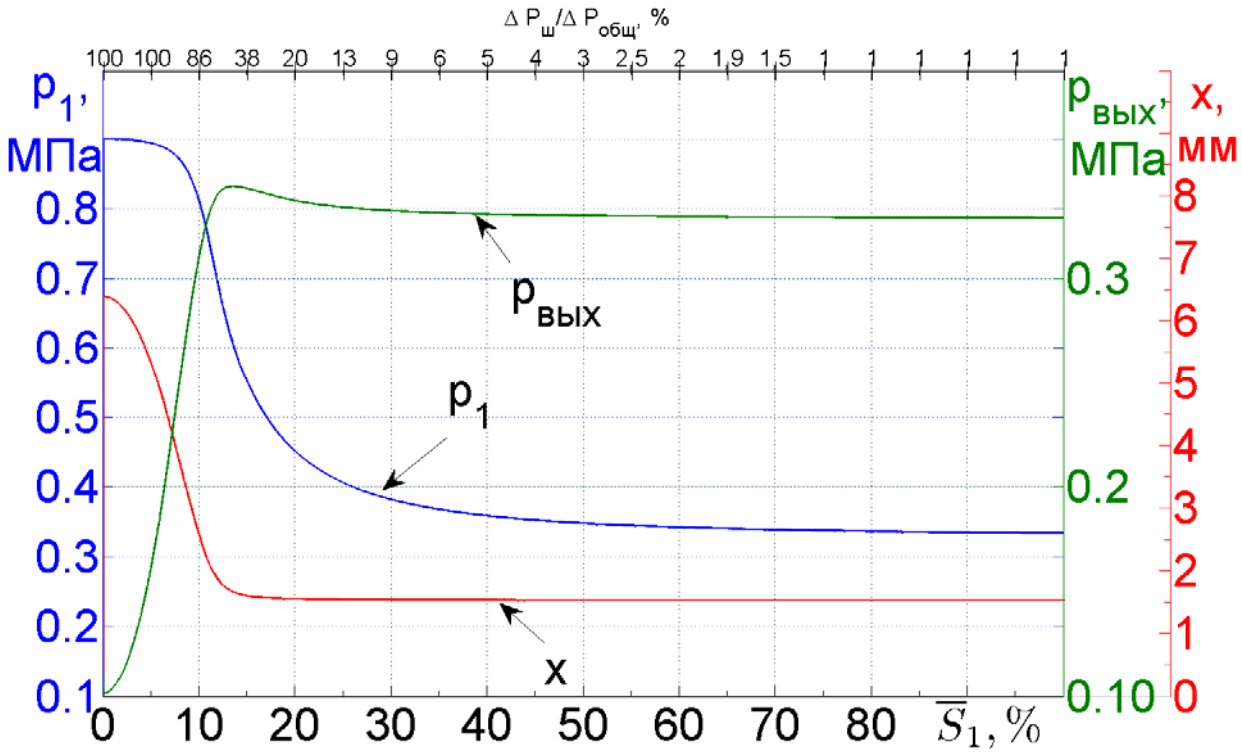


Рисунок 3.23 – Зависимость параметров регулятора давления от площади проходного сечения дроссельной шайбы

На одном поле в разных масштабах представлены ход тарели, давление на входе в дроссельную шайбу и на выходе из системы в зависимости от площади дроссельной шайбы. Все параметры рассчитаны при диаметре дросселя на выходе $d_{вых}$=20 мм и неизменных значениях давления на входе, уставки выходного давления и потребляемого расхода.

Как было сказано выше, в конструкции клапана заложена ошибка регулирования (статическая ошибка). Известны зависимости статической ошибки от расходных характеристик. Однако, данная зависимость интересна не от режимных параметров (расхода газа), а от площади проходного сечения дроссельной шайбы. Анализируя давление на выходе, можно сказать, что в области изменения площади от 30 до 100 % статическая ошибка не изменяется. При заданном давлении $p_{вых}$= 4 Бар регулятор поддерживает значение 3,3 Бар.

Область изменения параметров для диапазона относительной площади проходного сечения дроссельной шайбы от 0 до 20 % представляет собой особый интерес с точки зрения влияния пакета дроссельных элементов на акустическую мощность регулятора давления в целом. В этой области происходит резкое изменение значений всех параметров. Представляют интерес значения безразмерного перепада давления на дроссельной шайбе $\overline{\Delta p_{гл}} = \frac{\Delta p_{гл}}{\Delta p_{общ}} = \frac{p_1 - p_{вых}}{p_{10} - p_{вых}}$ и коэффициента отношения площадей проходного сечения $\overline{S_{гл}} = \frac{S_{гл}}{S_{кл}}$. Значения этих параметров нанесены в верхней части графика, представленного на рисунке 3.23. Из литературных данных известно, что на клапане можно оставлять перепад давления, составляющий 10-20% от общего перепада давления [126].

Для сравнения с расчётными значениями были взяты данные из каталога Camozzi. На рисунке 3.24 представлены зависимости выходного давления регулятора от расхода, взятые из каталога Camozzi и полученные в программе MATLAB/Simulink.

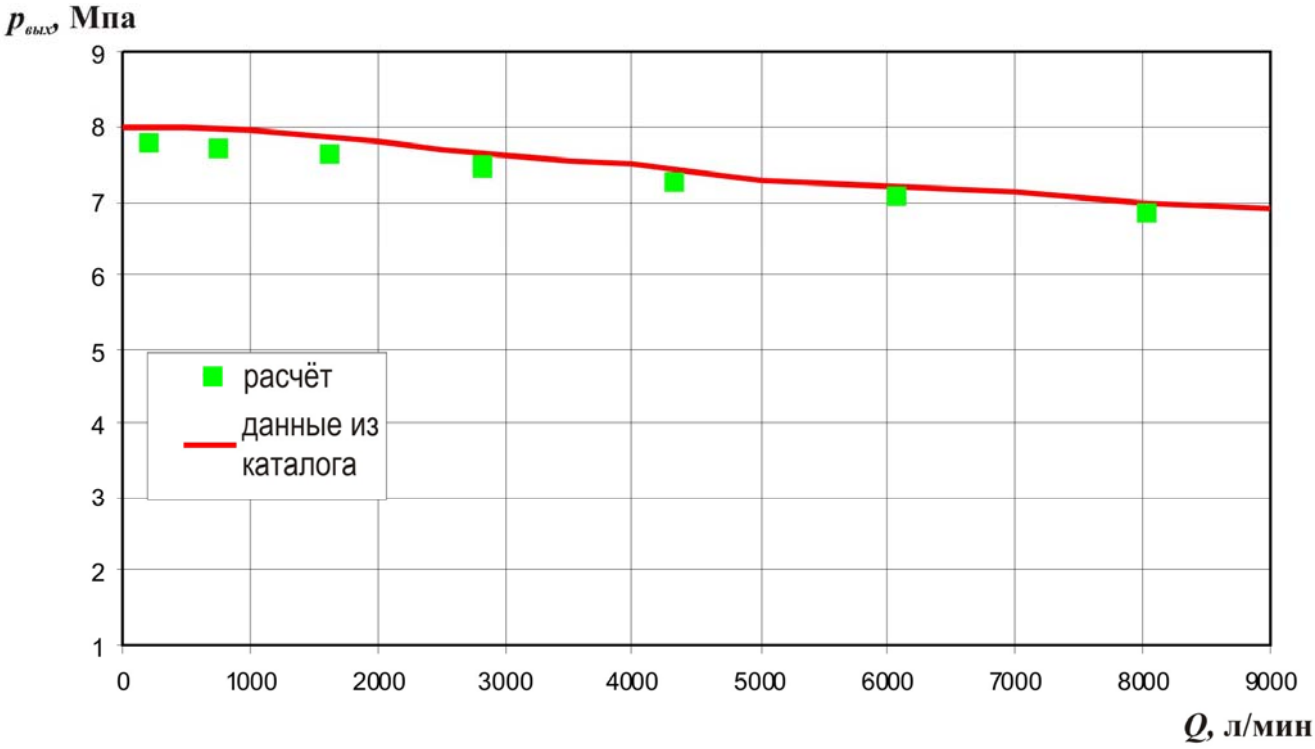


Рисунок 3.24 – Статическая характеристика регулятора давления

Сплошная линия представляет собой экспериментальные данные, взятые из каталога регулятора Camozzi серии MX. Точки соответствуют результатам, полученным при моделировании в программе MATLAB (Simulink). Имеется хорошее совпадение экспериментальных и расчётных результатов.

На рисунке 3.25 представлены результаты моделирования, которые показывают наличие автоколебаний клапана при неправильном выборе параметров глушителя. В результате моделирования системы «регулятор давления-глушитель» оценивается качество переходных процессов.

Установка глушителя шума в газотранспортной системе может вызвать не только потерю устойчивости регулятора, но и при определённых параметрах ступеней глушителя стать самым узким сечением системы и ограничивать расход (рисунок 3.26).

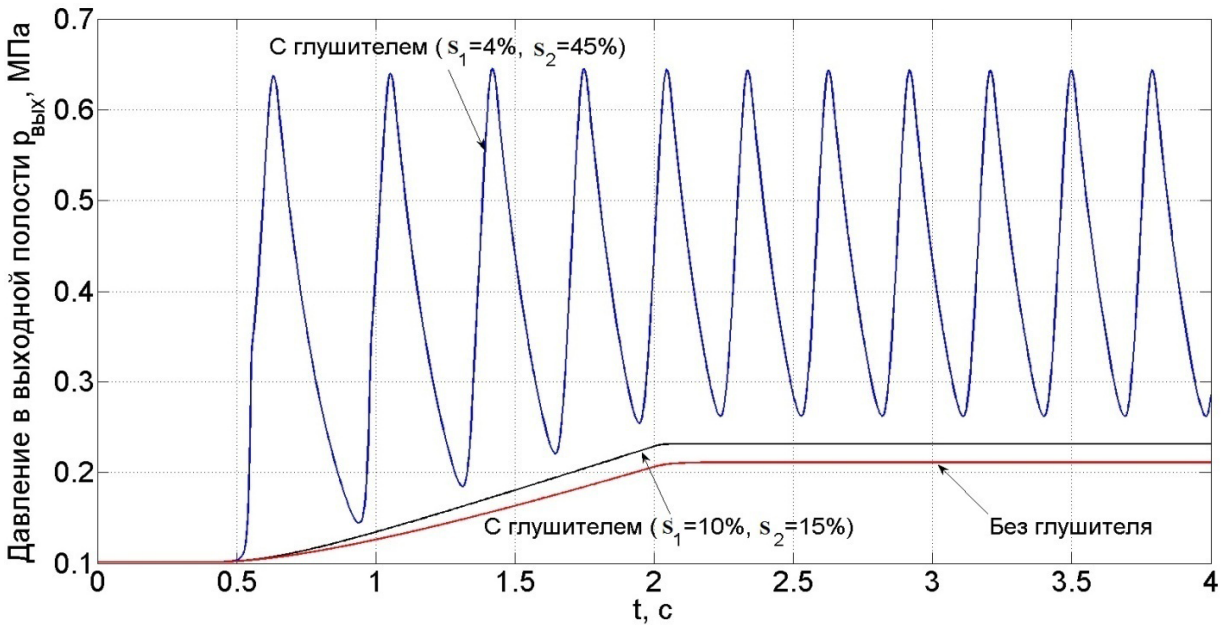


Рисунок 3.25 – Переходные процессы в системе с глушителем шума

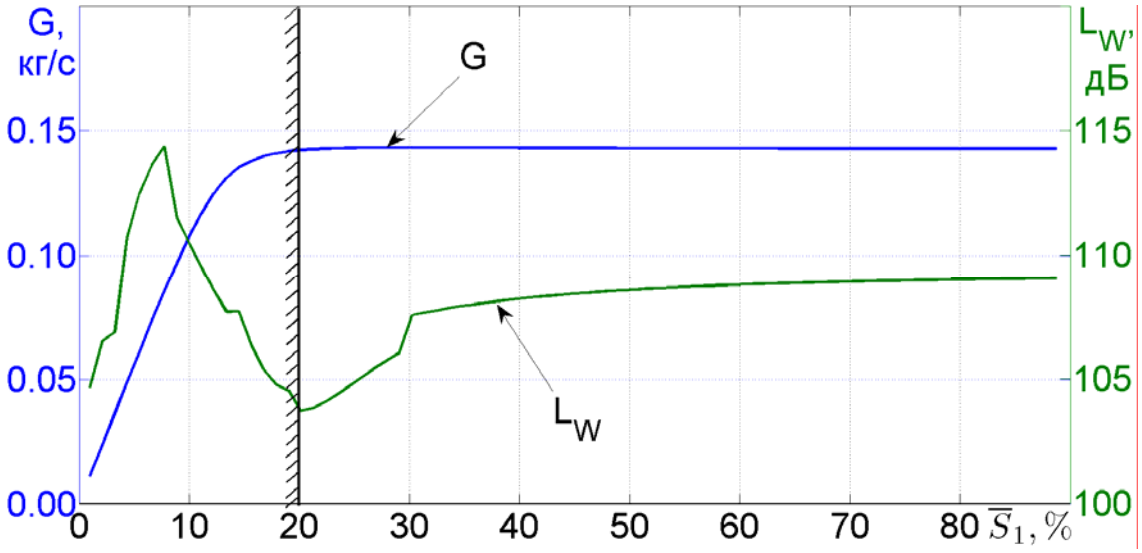


Рисунок 3.26 – Зависимость уровня акустической мощности и расхода воздуха от параметра глушителя

Таким образом, полученная математическая модель пневматической системы с регулятором давления и глушителем позволяет определять статические и динамические характеристики. Результаты вычислений могут быть использованы при оптимизации конструктивных параметров глушителя шума для регулятора давления.

3.4 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЁТА АКУСТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ГЛУШИТЕЛЯМИ ШУМА

Другим примером запорно-регулирующей арматуры может послужить распределитель, который соединяет область высокого давления (например, полость пневматического цилиндра) с атмосферой. В этом случае глушитель необходим не только для снижения шума выхлопа пневматической системы, но и для защиты запорно-регулирующего элемента от попадания неочищенного воздуха из атмосферы.

Расчётно-экспериментальные модели позволяют получить удовлетворительные результаты на основании ряда экспериментов и некоторых допущений.

Не менее важным показателем, кроме снижения уровня шума выхлопа глушителем, является влияние установки глушителя на быстродействие пневмосистемы. Известно, что установка глушителя шума выхлопа увеличивает время опорожнения пневморесивера, то есть приводит к снижению быстродействия системы. В некоторых случаях это недопустимо по техническим требованиям, предъявляемым к пневмосистемам. Кроме того, снижение быстродействия пневмосистемы, например, прессового оборудования, может привести к производственным травмам.

По данным [30], при уменьшении в два раза площадей впускных и выпускных отверстий пневмоцилиндра время движения поршня увеличивается в три раза. В связи с вышесказанным при моделировании глушителя шума необходимо знать не только, насколько снизился шум выхлопа, но и параметры быстродействия системы после установки в неё глушителя шума.

Разработанная экспериментально-аналитическая модель пневмоглушителя шума выхлопа базируется на законе сохранения энергии, уравнениях движения воздуха, законе акустической аналогии Лайтхилла и учитывает особенности распространения звука в атмосфере (рисунок 3.27) [2, 141, 153].

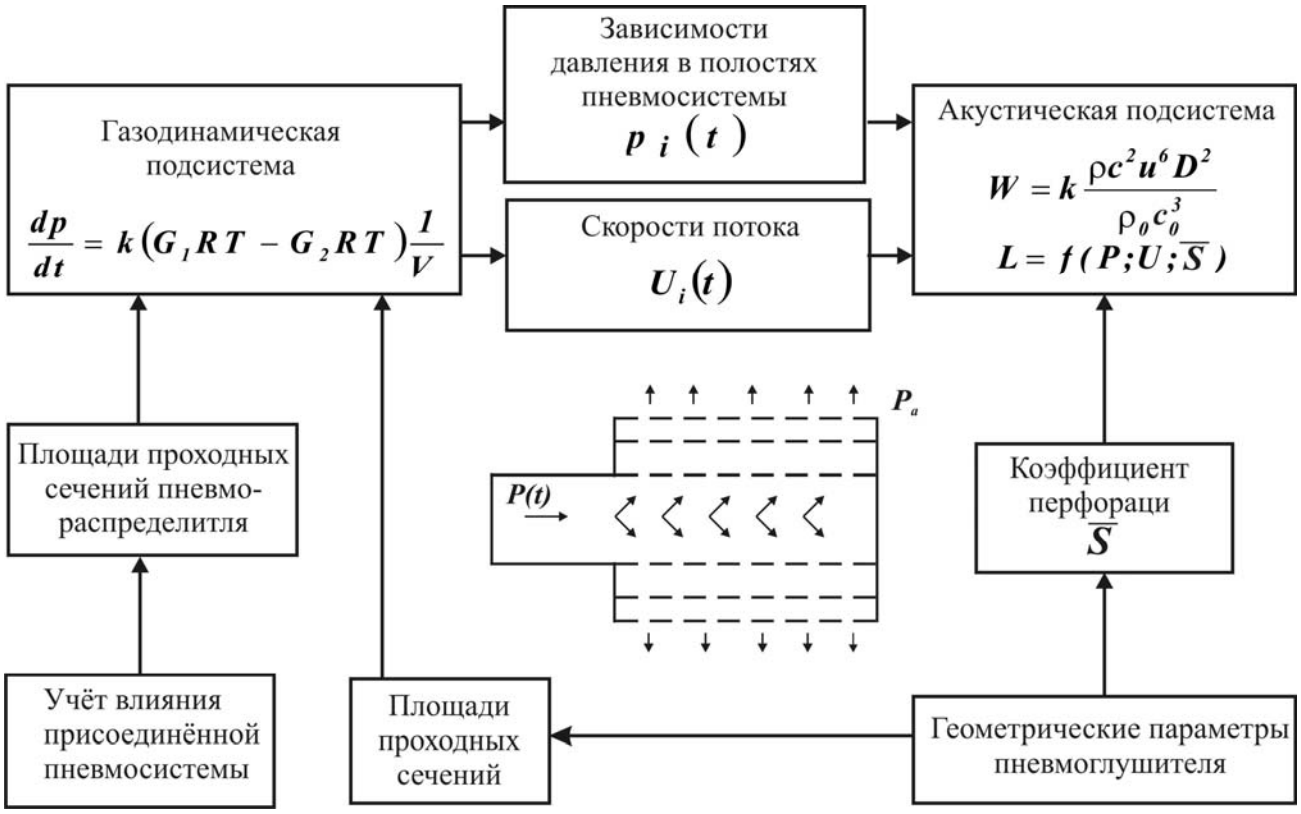


Рисунок 3.27 – Основные компоненты математической модели глушителя шума

При разработке модели были приняты следующие допущения:

- нет теплообмена с окружающей средой;
- течение одномерное;
- отсутствует распределённость параметров;
- клапан открывается без отскока.

Система нелинейных дифференциальных уравнений записывается для каждой полости рассматриваемой пневмосистемы с установленным на ней глушителем шума. Далее по формуле Лайтхилла рассчитывается суммарный уровень акустической мощности L_{Σ}, излучаемый совокупностью струек, истекающих из перфорированных оболочек глушителя L_i:

$$\begin{cases} \dfrac{dp_i}{dt} = \left(G_{вхi} RT_{i-1} - G_{выхi} RT_i\right)\dfrac{k}{V_i}, \\ W = k_0 \dfrac{\rho_c^2 U_c^8 D^2}{\rho_0 c_0^5}, \\ L_i = 10lgW + \Delta - 20lgr_м + 10lg\varphi - \Delta L_{зас} - \Delta\varepsilon, \\ L_\Sigma = 10lg(10^{0,1L_1} + 10^{0,1L_2} + ...10^{0,1L_i} + ... + 10^{0,1Ln}), \end{cases} \quad (3.23)$$

где p_i - давление в рассматриваемой полости;

G_i – массовый расход воздуха;

T_i – температура воздуха в i-ой полости магистрали;

k – показатель адиабаты;

W - акустическая мощность;

R - газовая постоянная;

V_i – объём рассматриваемой полости;

k_0 – коэффициент пропорциональности (зависит от скорости и условий истечения струи);

ρ_c – плотность среды в струе;

U_c – скорость истечения;

D_c – диаметр среза выхлопного сопла;

ρ_0 – плотность окружающей среды;

c_o – скорость звука в окружающей среде.

$r_м$ – расстояние от приёмника до источника звука;

Δ - поправка, зависящая от условий распространения;

φ – фактор направленности;

$\Delta L_{зас}$ – коэффициент, учитывающий поглощение внутренних источников в элементах глушителя;

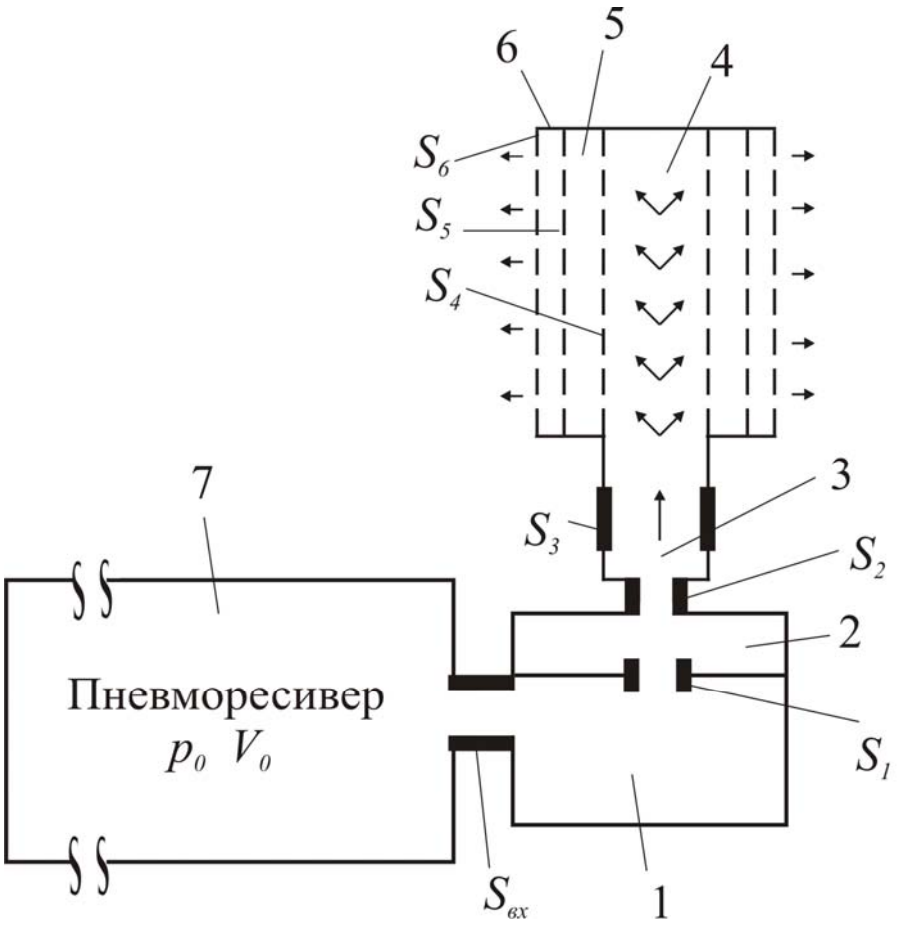
$\Delta\varepsilon$ – коэффициент, учитывающий снижение шума за счёт взаимодействия отдельных струек;

$\bar{S}_1 = S^{отв}_{внутр} / S_{вх}$ – относительная площадь внутренней оболочки (отношение суммарной площади отверстий внутренней оболочки к площади входного отверстия);

$\bar{S}_2 = S^{отв}_{нар} / S_{вх}$ – относительная площадь наружной оболочки (отношение суммарной площади отверстий наружной оболочки к площади входного отверстия).

На рисунке 3.28 представлена расчётная схема глушителя шума в составе пневмосистемы. На основании разработанной математической модели проведён расчёт процессов движения воздуха в стенде, моделирующем пневматическую систему производственного оборудования, с учётом установки глушителя шума. В результате расчёта численным методом системы уравнений (3.23) были определены зависимости давления от времени во всех полостях пневмосистемы (в ресивере, в полостях пневматического распределителя и глушителя шума) при стравливании сжатого воздуха из пневматического ресивера.

В пневматической системе с глушителем источниками шума будут являться клапан, отверстия центральной трубы и отверстия наружной перфорации. Так как акустическая мощность, генерируемая указанными выше источниками, в значительной мере зависит от скорости течения, то был произведён расчёт скоростей потоков.



1 – полость в пневмораспределителе перед клапаном (p_1, V_1);

2 – полость в пневмораспределителе после клапана (p_2, V_2);

3 – полость в пневмораспределителе перед входом в пневмоглушитель (p_3, V_3);

4 – полость центральной трубы (p_4, V_4);

5 – расширительная полость пневмоглушителя (p_5, V_5);

6 – полость с засыпным материалом (p_6, V_6);

7 – пневморесивер (p_0, V_0);

$S_{вх}$ – площадь сечения на выходе из ёмкости;

S_1 – площадь кольцевого сечения клапана;

S_2 – площадь сечения в пневмораспределителе;

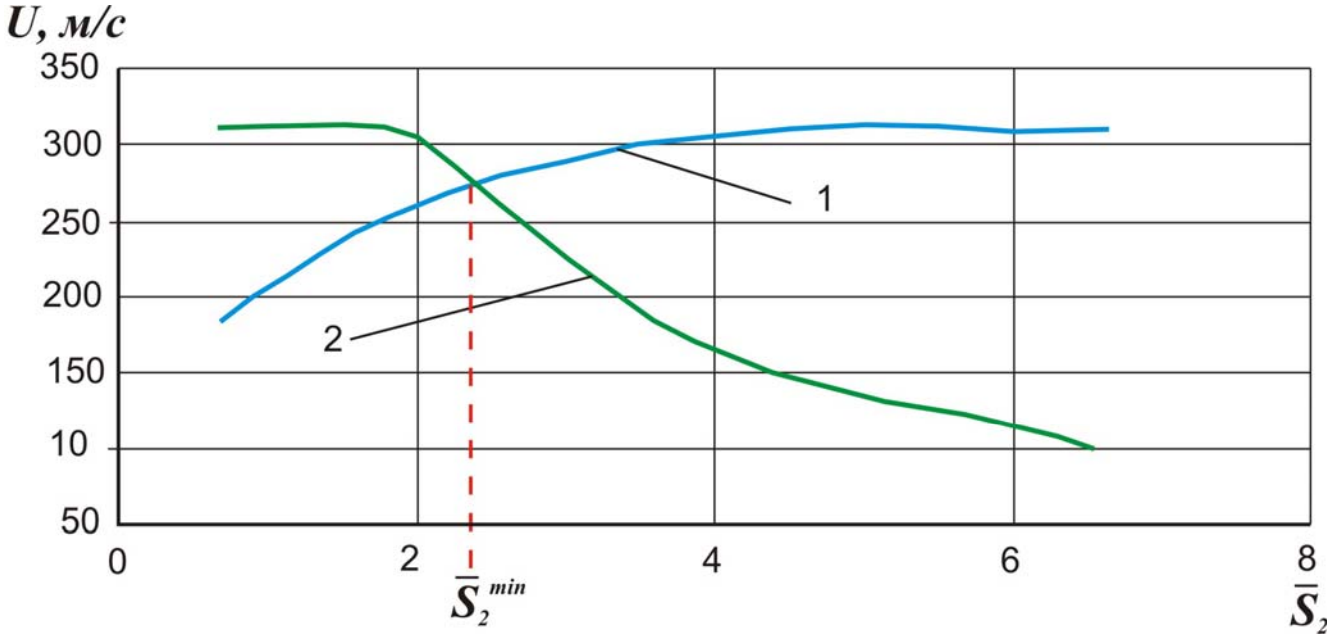
S_3 – площадь входного отверстия в центральную трубу;

S_4 – площадь отверстий центральной трубы;

S_5 – площадь отверстий внутренней перфорации.

Рисунок 3.28 – Расчётная схема глушителя шума в составе пневмосистемы

На рисунке 3.29 представлены расчётные значения скоростей через элементы пневмосистемы с установленным на ней глушителем шума в зависимости от относительной площади наружной перфорации.



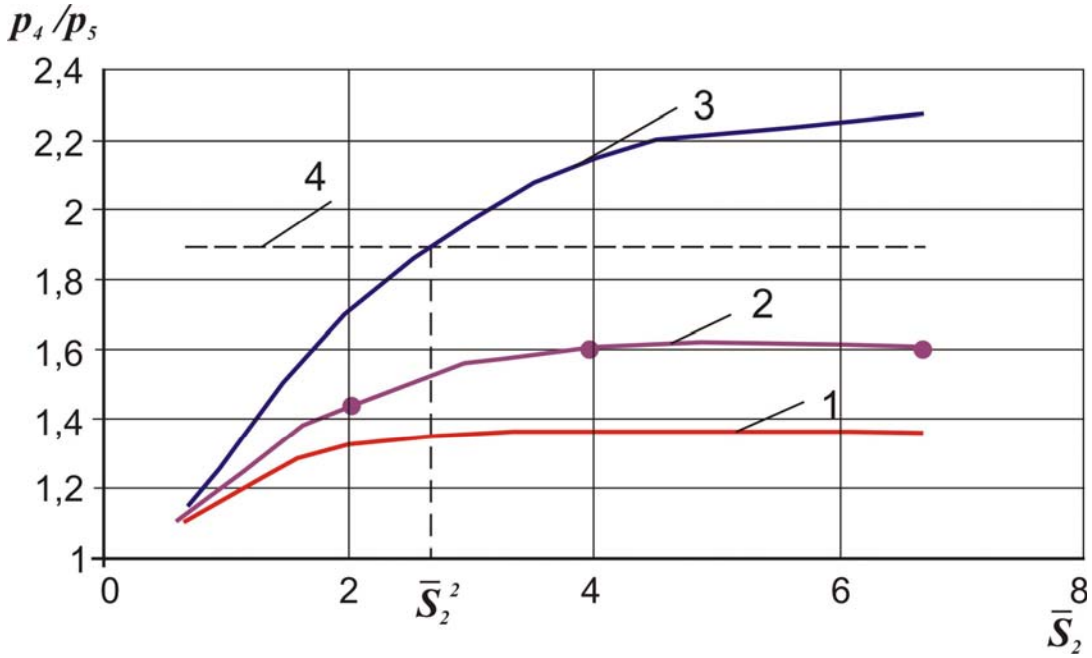
1 – через отверстия центральной трубы глушителя;

2 – через отверстия наружной оболочки глушителя.

Рисунок 3.29 – Расчётные значения скоростей истечения через элементы пневмосистемы с глушителем в зависимости от относительной пощади наружной оболочки.

Из рассмотрения графиков видно, что во всём диапазоне изменения $\bar{S}_2$ скорость через клапан практически не меняется и её значение существенно меньше остальных скоростей. С увеличением $\bar{S}_2$ скорость через отверстия центральной трубы растёт и при значении больше трёх становится сверхкритической, при этом скорость через наружную оболочку падает. Скорость через отверстие наружной оболочки становится сверхкритической в диапазоне изменения $\bar{S}_2 = 0...2$. В связи с вышесказанным, при расчёте шума выхлопа пневмосистемы с глушителем шума не учитывается шум, генерируемый клапаном.

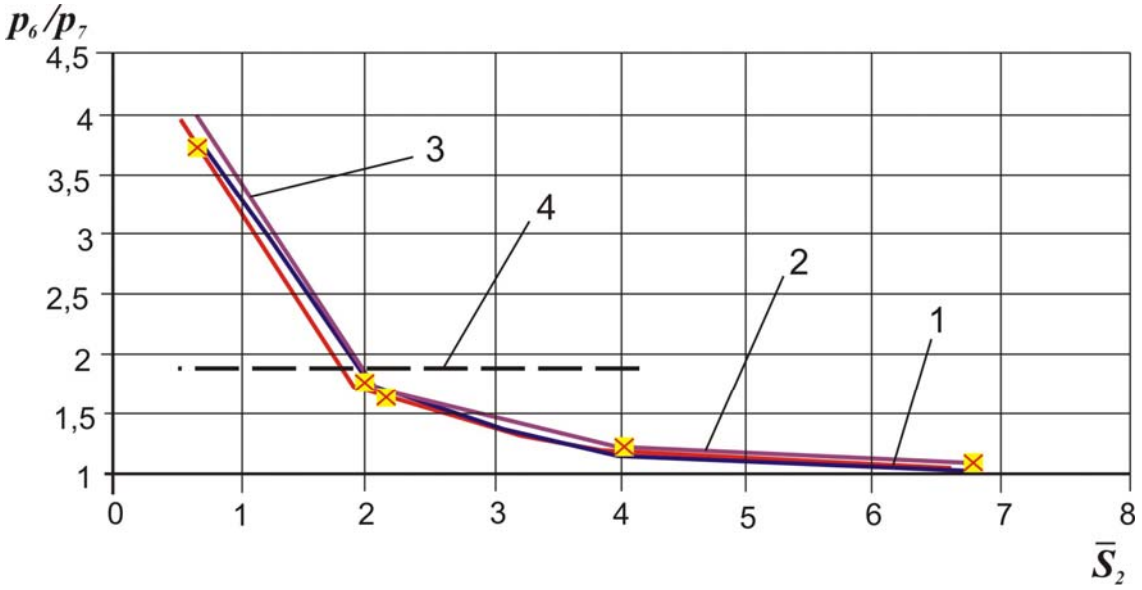
На рисунках 3.30 – 3.31 представлены графики зависимостей перепада давления в элементах пневмосистемы с установленным глушителем шума.



1 – $\bar{S}_1 = 1{,}2$; 2 - $\bar{S}_1 = 1{,}7$; 3 - $\bar{S}_1 = 4{,}9$; 4 – критическое отношение давлений.

Рисунок 3.30 – Зависимость отношения давлений на отверстиях центральной трубы от коэффициентов $\bar{S}_1$ и $\bar{S}_2$

Из рассмотрения графиков на рисунке 3.30 следует, что при уменьшении $\bar{S}_2$ перепад давлений на отверстиях центральной трубы падает для всех значений $\bar{S}_1$.



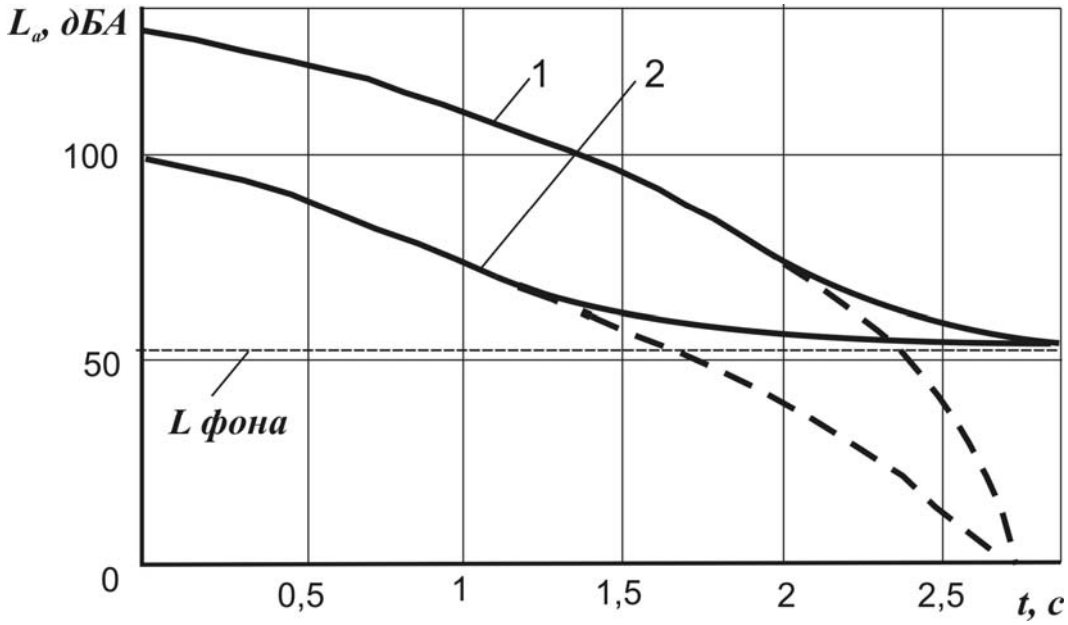
1 – $\bar{S}_1$=4,9; 2 – =1,7; 3 – $\bar{S}_1$=1,2; 4 – критическое отношение давлений.

Рисунок 3.31 – Зависимость отношения давлений на отверстиях наружной оболочки трубы от коэффициентов $\bar{S}_1$ и $\bar{S}_2$

Причём для значений $\overline{S}_1$ =**4,9** на участке $\overline{S}_2$ от **2,7** до **6,7** наблюдается критический перепад давлений на отверстиях центральной трубы.

Перепад давлений на наружной перфорации практически не зависит от $\overline{S}_2$. При уменьшении $\overline{S}_2$ от 6,7 до 2 наблюдается незначительный монотонный рост перепада давлений на наружной перфорации. При уменьшении $\overline{S}_2$ ниже $\overline{S}_2$ = **3** темп роста увеличивается, а при значении меньшем $\overline{S}_2$ =**1,9** перепад становится сверхкритическим. Таким образом, с точки зрения отношения давлений, наиболее выгодным является значение $\overline{S}_2$ =**1,9…2,8**, так как именно при таком соотношении площадей проходного сечения ни на одном из сечений не реализуется критического перепада давлений.

На базе разработанной модели проведён расчёт шума выхлопа пневмосистемы как с глушителем, так и без него. На рисунке 3.32 представлена расчётная зависимость уровня шума от времени.



1 – без глушителя; 2 – с глушителем.

Рисунок 3.32 – Расчётные значения уровня шума выхлопа с глушителем в зависимости от времени опорожнения пневмоёмкости

Расчётная эффективность глушителя шума составляет 30 дБ, что является хорошим результатом относительно заявленных эффективностей глушителей шума, рассмотренных в главе 1. На рисунке 3.33 показана расчётная зависимость

уровня шума выхлопа с глушителем от относительной площади проходного сечения наружной оболочки. Кривая носит полиномиальный характер с минимумом в районе $\overline{S}_2$=2. Как было отмечено выше, это связано с отсутствием в данной конфигурации критических режимов истечения через элементы пневмосистемы с глушителем шума.

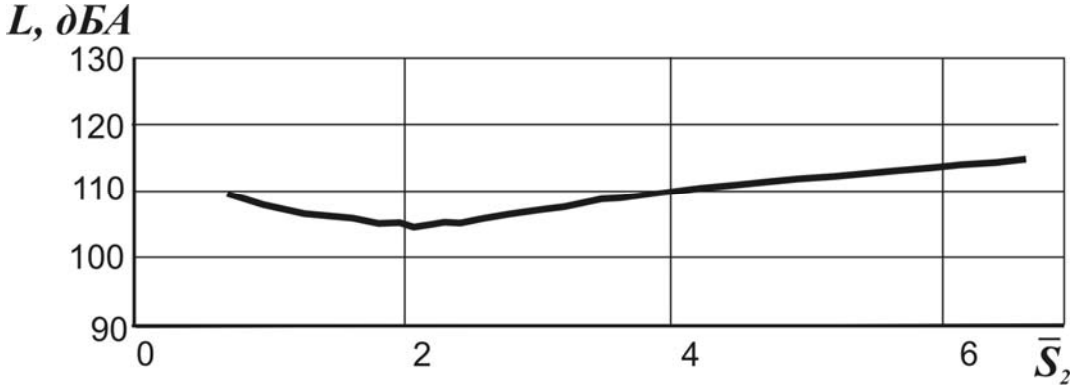


Рисунок 3.33 – Расчётные значения уровня шума выхлопа с глушителем в зависимости от относительной площади наружной оболочки

Далее исследуем влияние установки глушителя шума на быстродействие пневмосистемы. Одним из эффективных методов снижения шума выхлопа пневмосистем является применение пневмоглушителей. Для соответствия пмевмоглушителя ГОСТ 25144 – 82 [35] требуется, чтобы время падения давления в пневмоёмкости с глушителем удовлетворяло условию:

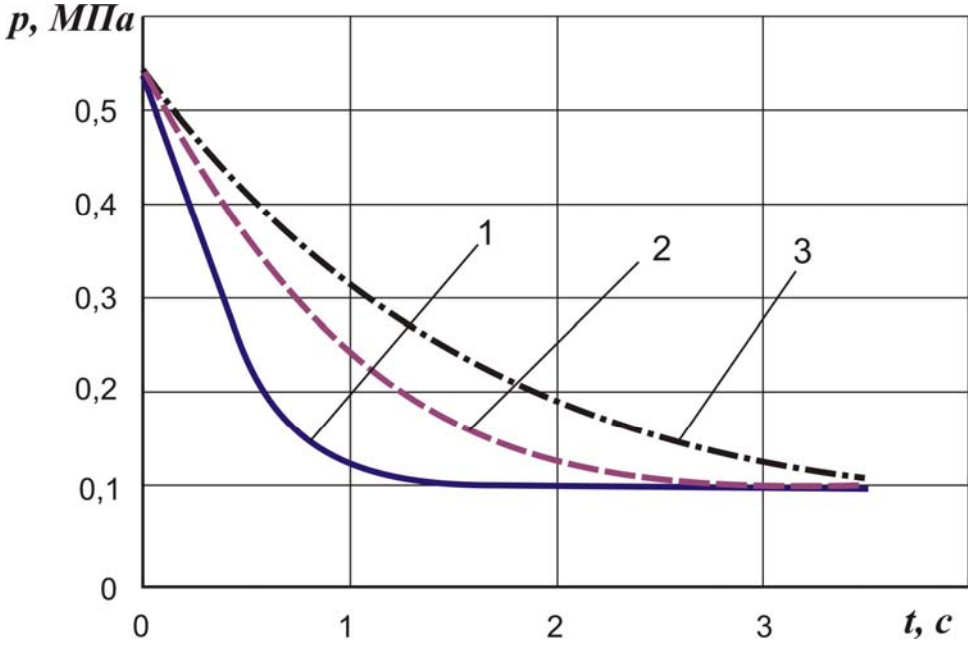
$$t_2 \leq 1{,}4\, t_1 , \qquad (3.24)$$

где t_2 – время падения давления при выхлопе с глушителем;

t_1 – время падения давления при выхлопе без глушителя.

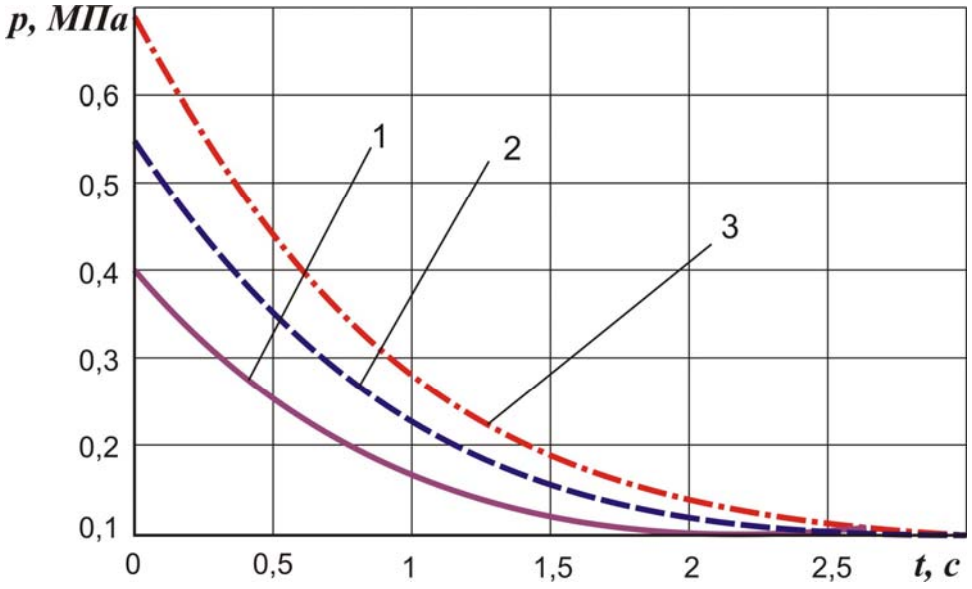
На стадии проектирования пневмоглушителя важно расчётными методами определить основные геометрические размеры таким образом, чтобы выполнялось условие (3.24). Для проектирования пневмоглушителя необходимо рассчитывать характеристики пневмосистемы, в частности, время опорожнения пневморесивера.

На рисунках 3.34 - 3.36 представлены расчётные зависимости давления от времени в пневмоёмкости при различных условиях, полученные в результате решения системы нелинейных дифференциальных уравнений (3.23).



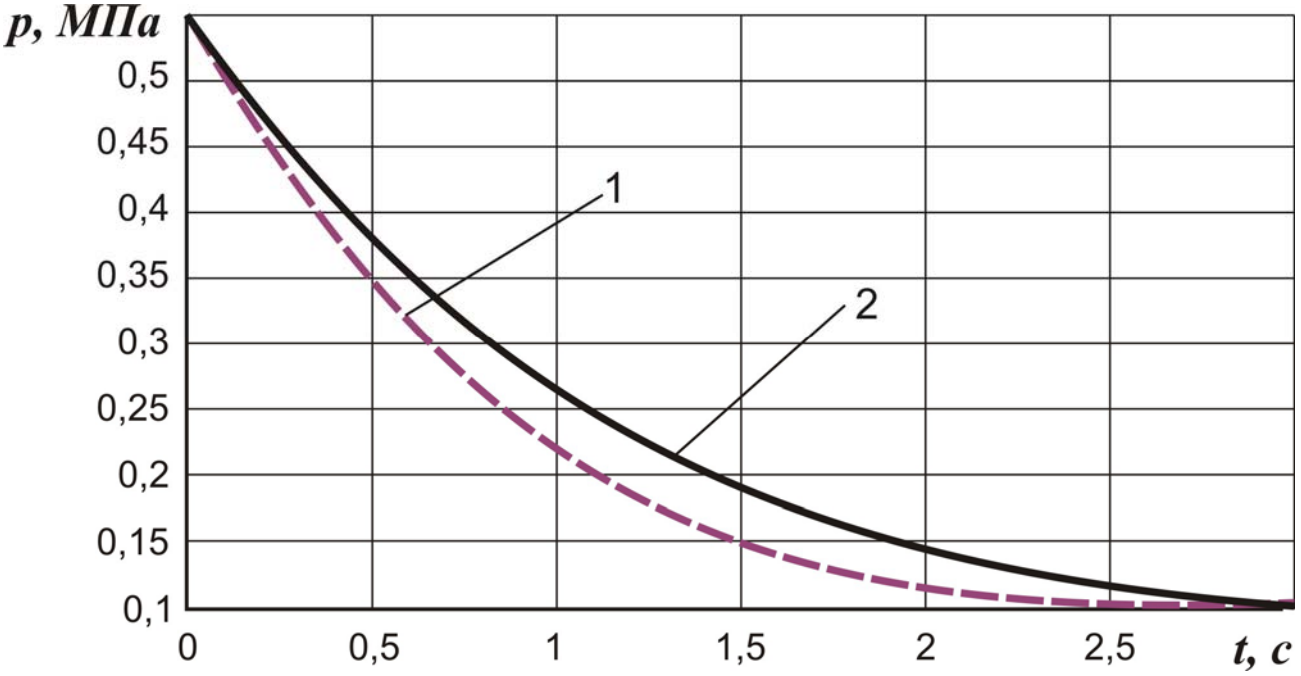
1 – 100 л; 2 – 200 л; 3 – 300 л.

Рисунок 3.34 – Расчётные зависимости давления в пневмоёмкости при различных объёмах пневмоёмкости (p_0 = 0,55 мПа; D_c = 2”)



1 – 0,4 МПа; 2 – 0,55 МПа; 3 – 0,7 МПа.

Рисунок 3.35 – Расчётные зависимости давления при различных начальных давлениях (V = 250 л; D_c = 2”)



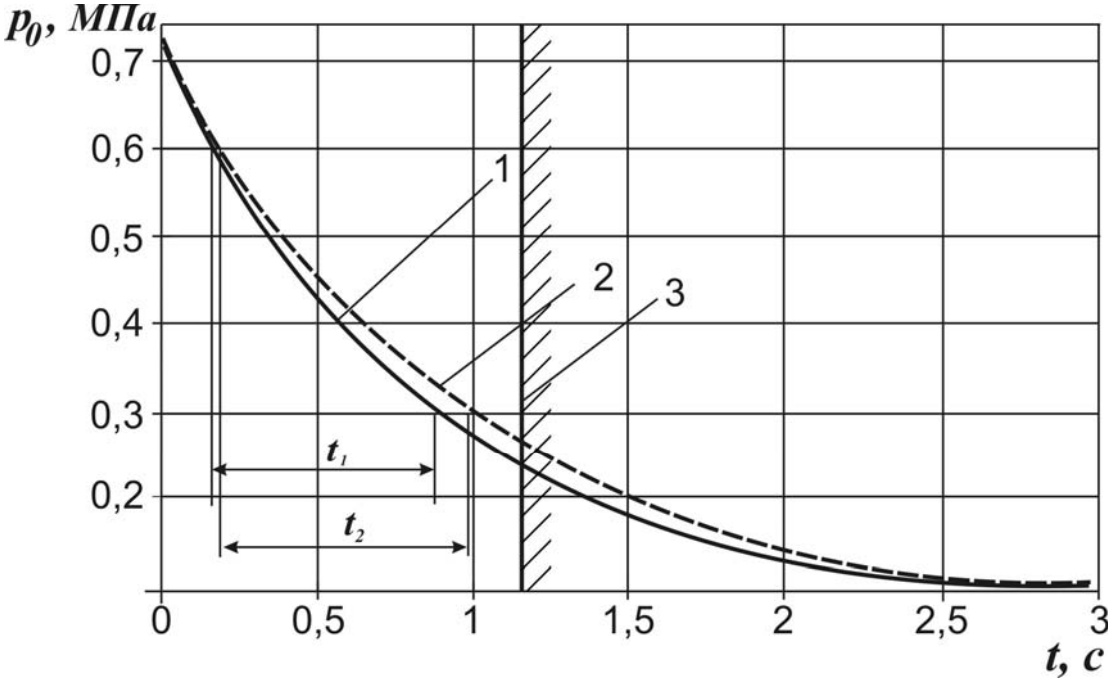
1 – 2,5 ″; 2 - 1 ″.

Рисунок 3.36 – Расчётные зависимости давления в пневмоёмкости при различных диаметрах выхлопных отверстий (V =250 л; p_0 = 0,55МПа)

Из рассмотрения графиков видно, что спад давления представляет собой нисходящую экспоненциальную кривую. Причём, чем больше ёмкость пневморесивера и начальное давление в нём, тем медленнее протекает переходный процесс, то есть, быстродействие пневмосистемы уменьшается. И наоборот, чем больше диаметр выходного отверстия пневмораспределителя, тем быстрее протекает переходный процесс.

На рисунке 3.37 представлены результаты исследования влияния установки глушителя шума на быстродействие пневмосистемы, полученные расчётным путём.

Из рассмотрения рисунка видно, что при установке глушителя шума время падения давления в пневморесивере увеличивается. При расчётах принималось, что истечение сжатого воздуха происходит через глушитель [82] с присоединительным размером 2″.



1 - без глушителя;

2 - с глушителем;

3 - граничная (по быстродействию) кривая переходного процесса.

Рисунок 3.37 – Переходный процесс в пневмосистеме при выхлопе через отверстие пневмораспределителя 2” (V = 250 л; p_0=0,73 мПа)

3.5 МОДЕЛИРОВАНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГОПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА МР

Как было показано выше, при создании глушителей шума различного назначения широко используют пористые металлы. Некоторые параметры пористых металлов и диапазоны их варьирования представлены в главе 1 в таблице 1.2. Показаны преимущества материала МР перед другими пористыми металлами.

Поэтому для создания эффективных глушителей шума пневматических систем с использованием МР необходимо создание математических моделей акустических характеристик и пропускной способности материала.

3.5.1 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРОДУВАНИЮ

Удельное сопротивление продуванию или, как его иногда называют, гидравлическое сопротивление, является важной характеристикой пористого материала. Оно существенно влияет на его акустические характеристики, поскольку в значительной степени определяет потери звуковой энергии в звукопоглощающих материалах вследствие вязкого трения при движении газа в его порах. Особо важное значение приобретает удельное сопротивление продуванию при установке звукопоглощающего материала последовательно газовому потоку в глушителях шума энергетических установок, так как в большинстве случаев это приводит к снижению мощности и энергетических показателей этих установок.

В оценке эффективности звукопоглощающих материалов принято использовать величину удельного сопротивления продуванию r, которая определяется как отношение перепада давления на единицу длины пористого элемента Δp к объёмному расходу газа Q, протекающего через элемент [38]:

$$r = \frac{\Delta p}{h \cdot Q}, \tag{3.25}$$

где h - толщина слоя;

Δp - перепад давления;

Q - объёмный расход газа.

В таблице 3.2 приведены значения удельного сопротивления продуванию, измеренного акустическим методом и измеренного в постоянном потоке [64].

Таблица 3.2 - Значения удельного сопротивления продуванию

МР	Измерение акустическим методом НС ($КПа \cdot с/м^2$)	Измерение в постоянном потоке ($КПа \cdot с/м^2$)
$П$= 0,6; $d_П$= 0,2 мм	31,5	28
$П$= 0,8; $d_П$ = 0,2· мм	2,94	2,7
$П$= 0,6; $d_П$ = 0,12· мм	70	64
$П$= 0,8; $d_П$ = 0,12· мм	8,5	9,2

Для определения удельного сопротивления продуванию пористого материала существуют две основные эмпирические модели:

1. Методика Bies-Hansen [127]

$$r = \frac{K_2}{{d_B}^2 \cdot \rho_m^{-K_1}}. \tag{3.26}$$

2. Методика Белоусова А.И. и Изжеурова Е.А. [14, 63]

$$r = \frac{A \cdot (1 - П^2)}{2 \cdot П^3 \cdot {d_B}^2} \cdot \nu. \tag{3.27}$$

здесь $d_в$ – диаметр волокна;

ρ_m – насыпная плотность (кг/м3):

$$\rho_m = (1 - П) \cdot \rho_в; \tag{3.28}$$

где $П$ – пористость образца;

$\rho_в$ – плотность волокна (проволоки);

ν – коэффициент вязкости;

A=153 - экспериментальный коэффициент для материала МР;

K_1, K_2 – экспериментальные коэффициенты, зависящие от материала.

Для измеренных ранее параметров удельного сопротивления продувания нескольких образцов, изготовленных из материала МР, были подобраны коэффициенты K_1, K_2 (таблица 3.3).

Таблица 3.3 Экспериментальные коэффициенты K_1, K_2 для модели Bies-Hansen

Материал	K_1	K_2
МР (подобранные коэффициенты)	2,985	$4{,}8 \cdot 10^{-14}$
Стекловолокно	1,53	$3{,}18 \cdot 10^{-9}$

Пористый материал, расположенный на жёсткой отражающей поверхности, хорошо работает главным образом на высоких частотах. Наибольшее звукопоглощение при этом будет в районе частоты f_1 [64]:

$$f_1 = \frac{c_0}{5.28h}, \tag{3.29}$$

где c_0 - скорость звука в воздухе, м/с;

h – толщина материала, м.

Для частот ниже f_1 наблюдается спад звукопоглощения, а на частотах выше f_1 поглощение звука изменяется незначительно. Из 3.29 следует, что f_1 обратно пропорциональна толщине пористого слоя. Следовательно, частоту, соответствующую началу спада звукопоглощения, можно несколько сместить, увеличив толщину пористого материала.

Наибольший коэффициент звукопоглощения получается при условии [119]:

$$2\rho_0 c_0 > r_1 > 4\,\rho_0 c_0, \tag{3.30}$$

где $r_1 = r \cdot h$ – полное сопротивление продуванию пористого материала.

На рисунках 3.38, 3.39 представлены расчётные зависимости удельного сопротивления продуванию от диаметра проволоки и пористости.

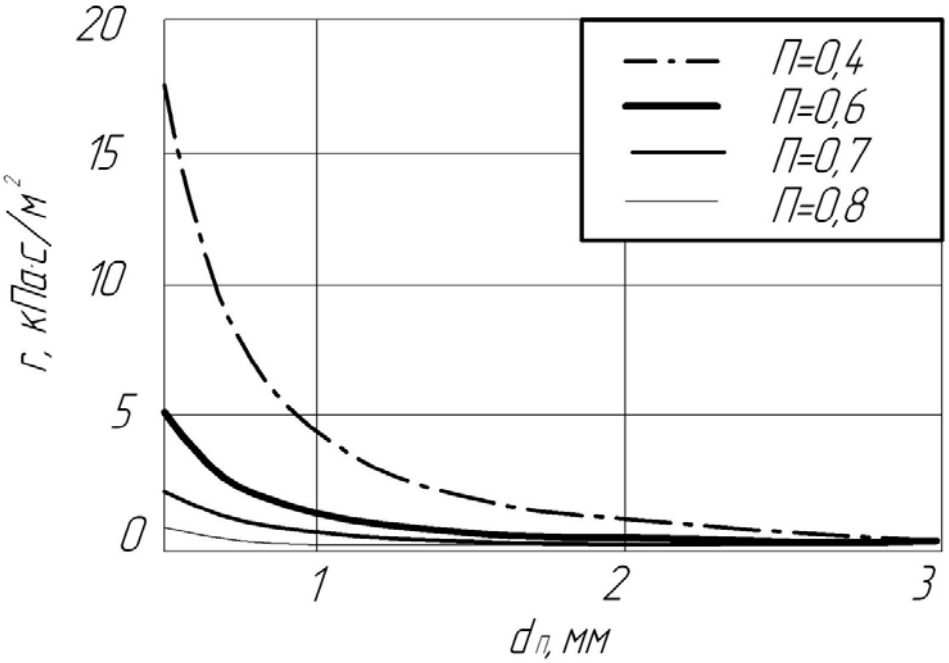


Рисунок 3.38 – График зависимости коэффициента
удельного сопротивления продуванию
от диаметра проволоки при различной пористости материала

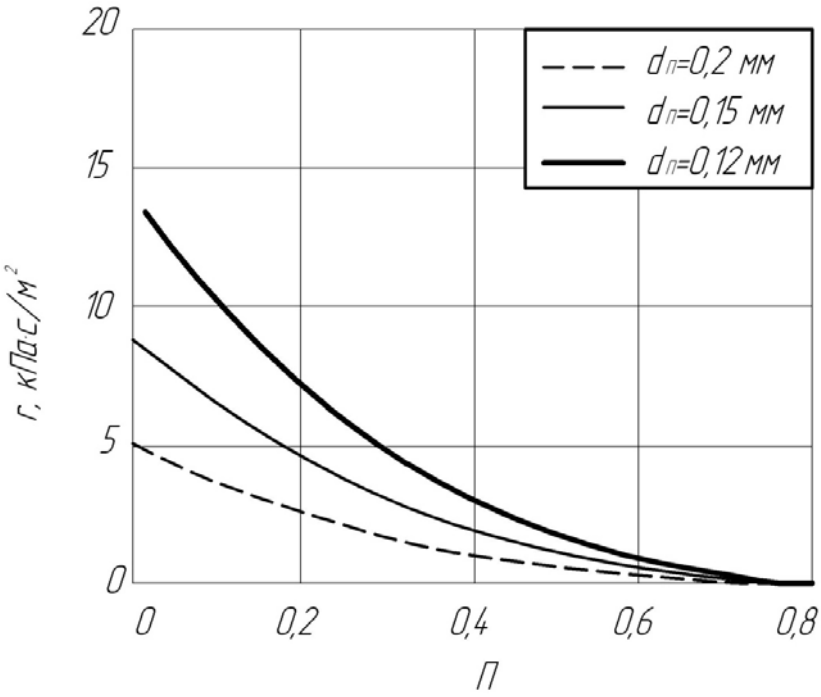


Рисунок 3.39 – График зависимости
коэффициента удельного сопротивления продуванию
от пористости проволоки при различных диаметрах проволоки

Из графиков, представленных на рисунках 3.39 и 3.40, можно сделать следующие выводы:

1. С увеличением пористости удельное сопротивление продуванию падает для всех диаметров проволоки.

2. Удельное сопротивление продуванию уменьшается при увеличении диаметра проволоки для всех пористостей.

Для удобства сравнения расчётных и экспериментальных данных предложена новая математическая модель, которая зависит только от одного параметра материала МР – гидравлического диаметра $d_Г$:

$$r = \frac{K_3}{d_Г^{K_4}}, \tag{3.31}$$

где K_3, K_4 – экспериментально определённые коэффициенты, зависящие от материала.

На основании таблицы 3.2 и экспериментальных данных работы [64] определены коэффициенты K_3, K_4:

K_3=0.002; K_4=2.01.

Графическое сравнение результатов расчёта по эмпирической модели [64] и по предложенной модели с данными эксперимента представлено на рисунке 3.40.

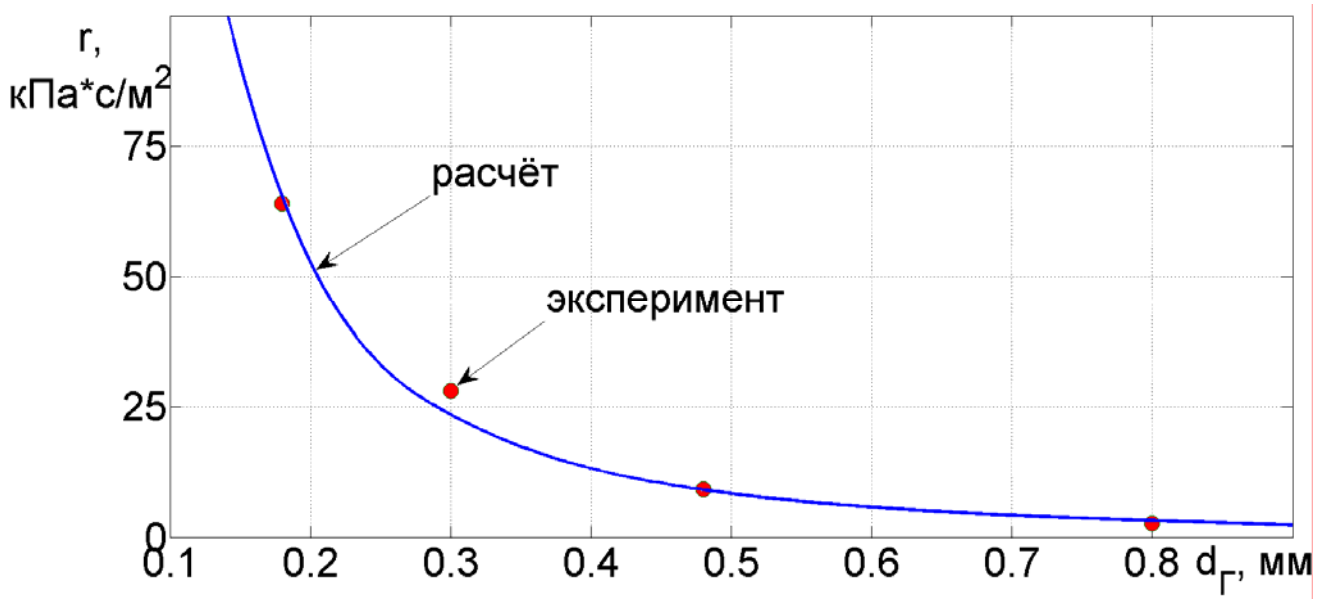


Рисунок 3.40 – Сравнение расчётных и экспериментальных зависимостей удельного сопротивления продуванию от гидравлического диаметра МР

Из рассмотрения зависимостей, представленных на рисунке 3.41, и анализа математической модели работы [64] и разработанной модели можно сделать следующие выводы:

1. Разработанная математическая модель коэффициента сопротивления продуванию зависит от одного параметра - гидравлического диаметра, что позволяет упростить анализ закономерностей изменения акустических характеристик материала МР.
2. С увеличением гидравлического диаметра происходит монотонное снижение удельного сопротивления продуванию (по степенной зависимости).

3.5.2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МР

Математическая модель упругопористого материала МР для определения коэффициента звукопоглощения при нормальном падении была получена на основе математической модели со свободными коэффициентами Delany - Bazley [133]:

$$
\begin{aligned}
\gamma_R &= \left(\frac{2\pi f}{c_0}\right)\left[C5\cdot\left(\frac{\rho_0 f}{r}\right)^{-C6}\right],\\
\gamma_I &= \left(\frac{2\pi f}{c_0}\right)\left[1+C7\cdot\left(\frac{\rho_0 f}{r}\right)^{-C8}\right],\\
Z_R &= \rho_0 c_0\left[1+C1\cdot\left(\frac{\rho_0 f}{r}\right)^{-C2}\right],\\
Z_I &= -\rho_0 c_0\left[C3\cdot\left(\frac{\rho_0 f}{r}\right)^{-C4}\right],
\end{aligned}
\qquad (3.32)
$$

где γ_R - действительная часть постоянной распространения;

Z_R - действительная часть характеристического импеданса Z_c;

γ_I - мнимая часть постоянной распространения;

Z_I - мнимая часть характеристического импеданса;

f – частота;

c_0 – скорость звука;

ρ_0 - плотность среды.

Для нахождения значений коэффициентов ***C1...C8*** был использован метод наименьших квадратов и экспериментальные данные, полученные в результате измерений в импедансной трубе. В таблице 3.4 представлены коэффициенты, полученные на основе измерений 36 образцов.

Таблица 3.4 – Коэффициенты для материала МР

Коэффициент	***C1***	***C2***	***C3***	***C4***	***C5***	***C6***	***C7***	***C8***
Значение	0,057	0,754	0,087	0,732	0,169	0,595	0,098	0,700

Используя характеристический импеданс и постоянную распространения, коэффициент звукопоглощения и импеданс можно получить с использованием известных формул [3]. В случае, когда слой звукопоглощающего материала толщиной h расположен непосредственно у жёсткой стенки, входной импеданс определяется как

$$Z_{вх} = Z_C \cdot cth(\gamma \cdot h). \tag{3.33}$$

Коэффициент звукопоглощения слоя определяется по формуле:

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_{вх} - Z_0}{Z_{вх} + Z_0} \right|^2, \tag{3.34}$$

где Z_0 - импеданс среды.

На основе модели Delany-Bazley была разработана математическая модель, описывающая акустические характеристики упругопористого материала «металлорезина», что позволяет сократить время на проектирование звукопоглощающих конструкций на основе материала МР. Некоторые результаты расчётов представлены на рисунках 3.41-3.45.

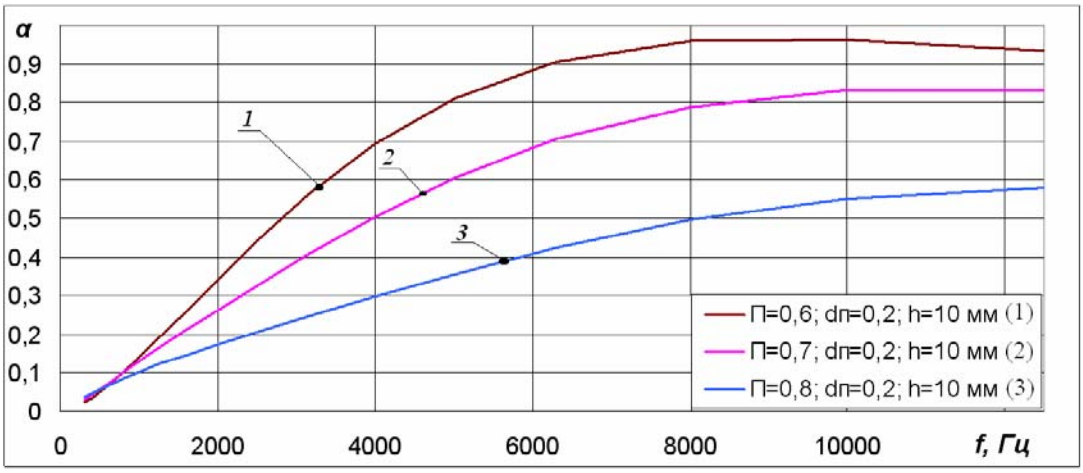


Рисунок 3.41 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упругопористого материала МР в зависимости от пористости ($d_П$ = 0,2 мм, h=10 мм)

С уменьшением пористости с 0,8 до 0,6 коэффициент звукопоглощения образцов из проволоки $d_П$ = 0,2 мм толщиной h=10 мм возрастает (рисунок 3.42). Однако данная тенденция будет иметь место только до определённых значений пористости, после которых уменьшение пористости будет приводить к уменьшению коэффициента звукопоглощения.

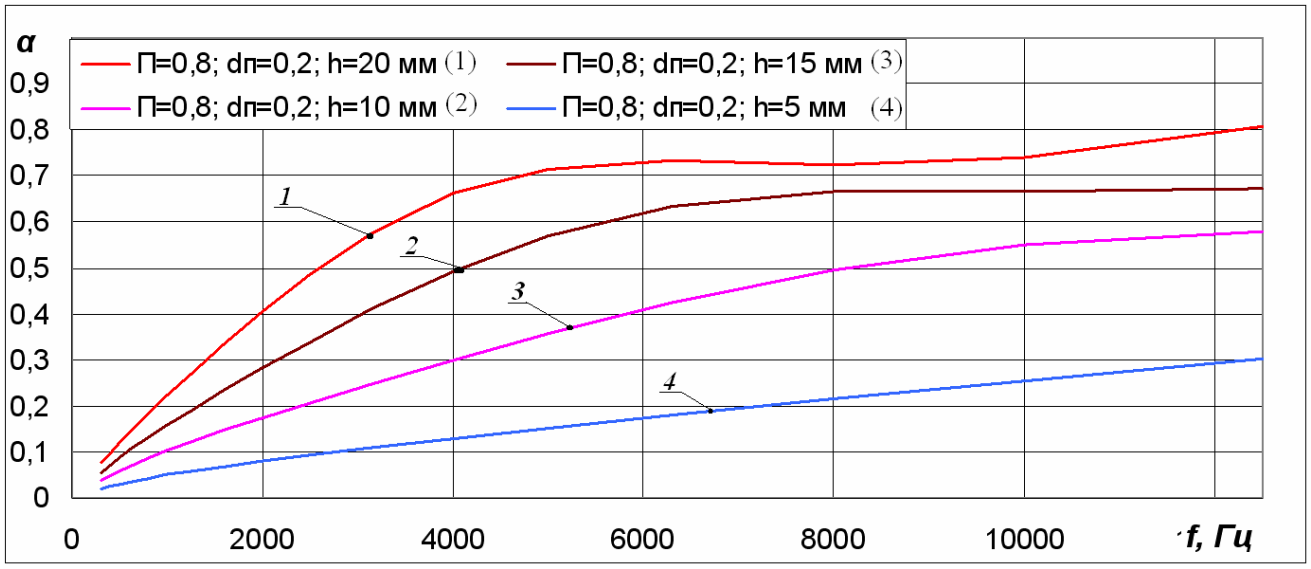


Рисунок 3.42 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упруго-пористого материала МР в зависимости от толщины образца ($П$=0,8, $d_П$ = 0,2 мм)

С увеличением толщины материала МР от 5 до 20 мм, при диаметре проволоки $d_П$ = 0,2 мм и пористости 0,8 коэффициент звукопоглощения возрастает (рисунок 3.43).

На рисунках 3.44 – 3.46 показаны зависимости коэффициента звукопоглощения от диаметра проволоки исходного материала.

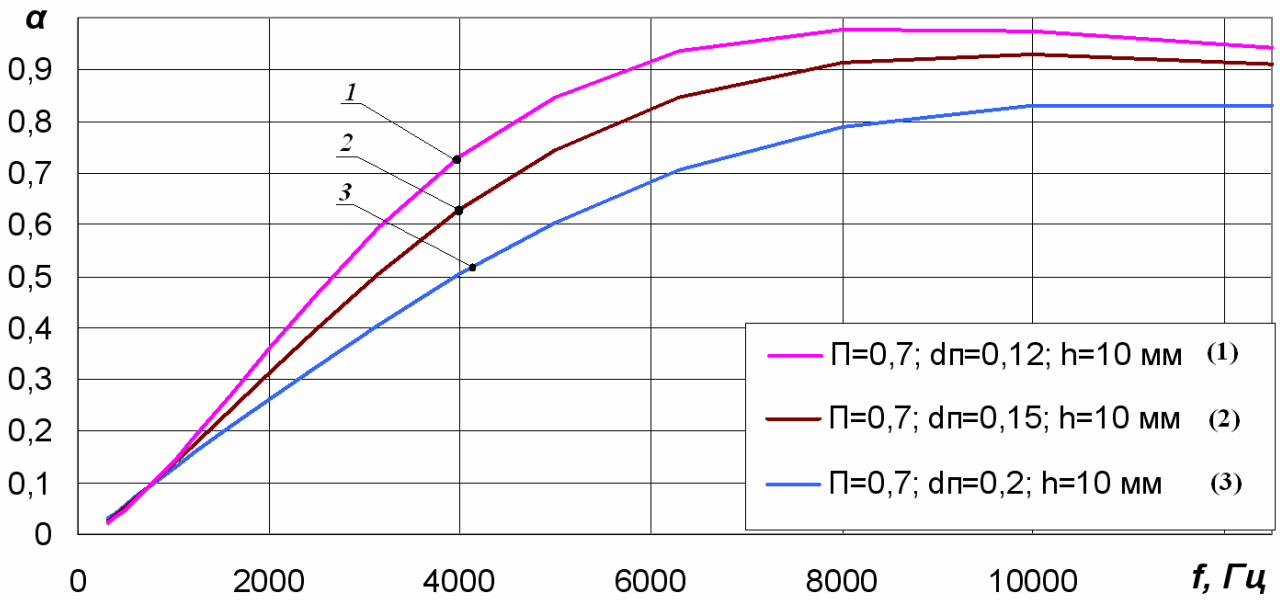


Рисунок 3.43 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упруго-пористого материала МР в зависимости от диаметра проволоки (***П***=0,7, ***h***=10 мм)

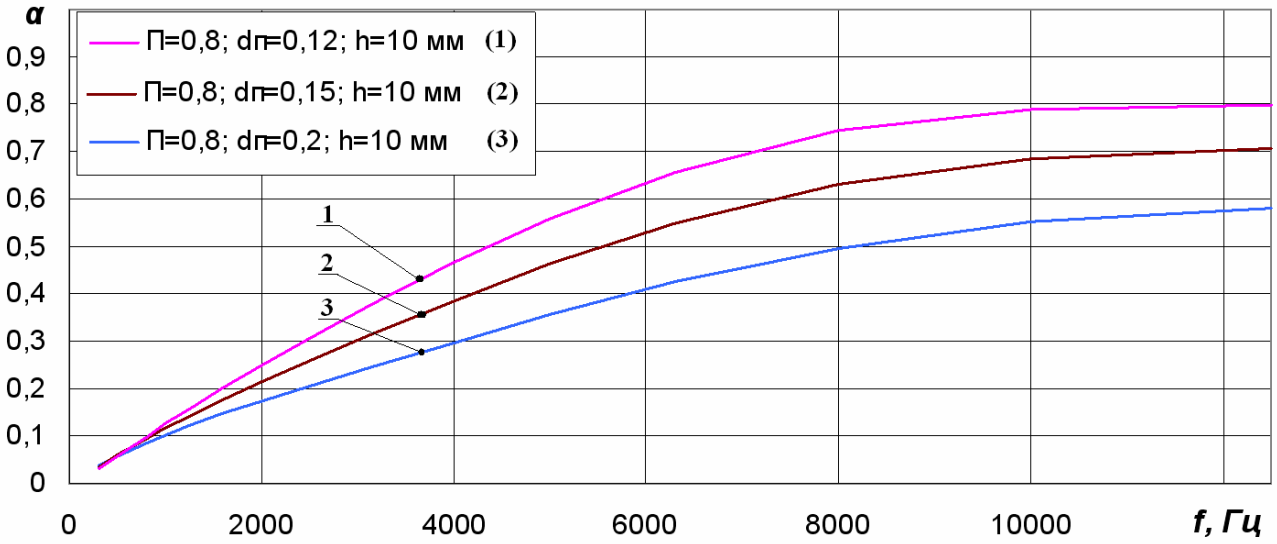


Рисунок 3.44 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упруго-пористого материала МР в зависимости от диаметра проволоки (***П***=0,8, ***h***=10 мм)

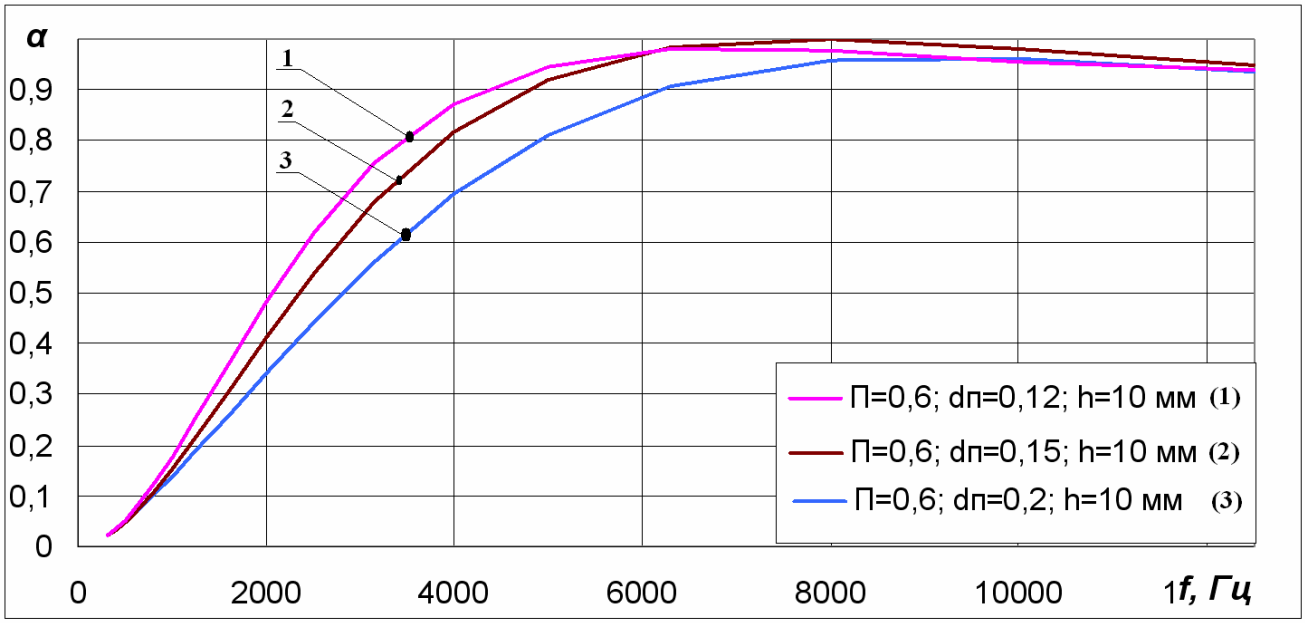


Рисунок 3.45 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упруго-пористого материала МР в зависимости от диаметра проволоки (***П***=0,6, ***h***=10 мм)

Уменьшение диаметра проволоки (рисунки 3.44-3.46) приводит к увеличению коэффициента звукопоглощения материала МР вне зависимости от пористости.

По разработанной математической модели, описывающей акустические характеристики материала МР, был рассчитан индекс звукопоглощения Noise Reduction Coefficient (NRC) [127]:

$$NRC = \frac{\alpha_{250} + \alpha_{500} + \alpha_{1000} + \alpha_{2000}}{4}, \qquad (3.35)$$

где α_i – коэффициент звукопоглощения в октаве со среднегеометрической частотой.

Зависимость NRC от толщины образца h и его гидравлического диаметра $d_Г$ представлена на рисунке 3.46.

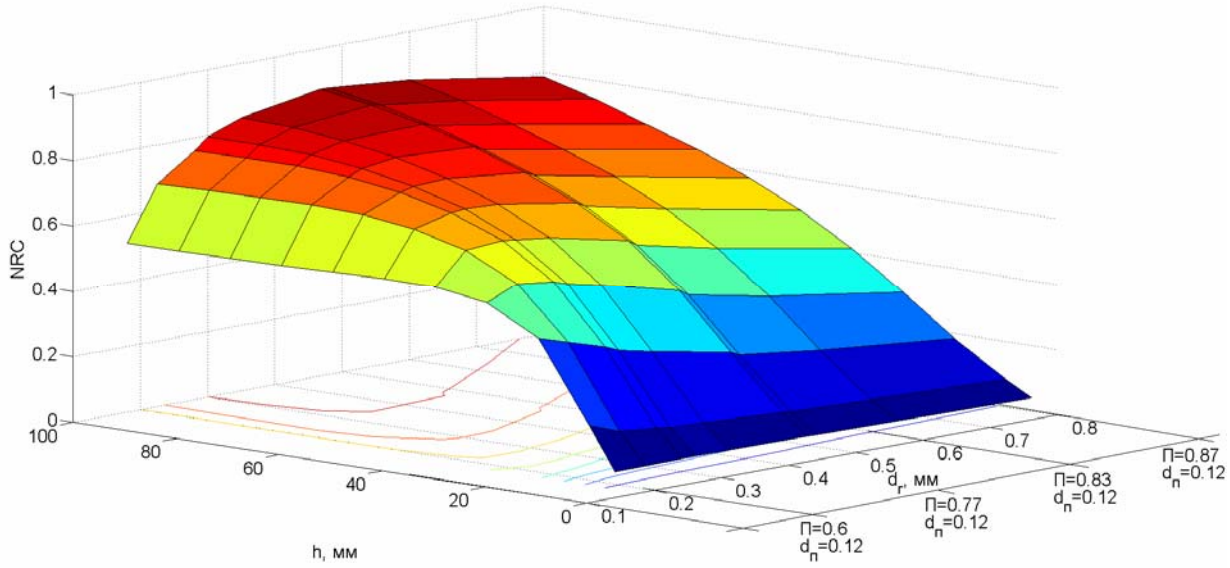


Рисунок 3.46 – Зависимость NRC образцов из материала МР от толщины образца $\boldsymbol{h}$ и гидравлического диаметра $\boldsymbol{d_г}$

Анализируя рисунок, можно сделать вывод, что индекс звукопоглощения NRC растёт с увеличением толщины образца, но только до определённого значения, свыше которого он остаётся постоянным. Важно отметить, что при определённом гидравлическом диаметре существует максимальное значение NRC.

Таким образом, в третьей главе разработаны математические модели пневматических и газотранспортных систем с глушителями, проведены исследования влияния установки глушителя шума и внедрения мероприятий по снижению шума на работу системы:

1. Разработана обобщённая математическая модель элемента пневматической системы (регулятора давления, запорно-регулирующей арматуры) с глушителем шума, позволяющая определять закономерности изменения акустической эффективности глушителя от его параметров и оценивать их влияние на динамические характеристики системы.

2. Создан метод получения устойчивого решения системы уравнений для расчёта газодинамических параметров в элементах пневматических и газотранспортных систем с глушителями шума на основе преобразования независимых переменных математической модели, позволяющий свести задачу поиска решений системы

нелинейных уравнений с ограничениями на них к соответствующей безусловной задаче в новых координатах.

3. Разработана математическая модель для расчёта шума выхлопа пневмосистем с учётом установки глушителя.

4. Расчётным путём показано влияние установки глушителя шума на работу воздушного регулятора давления и определено, что установка глушителя приводит к изменению статической ошибки, которая зависит от расхода воздуха.

5. Проведены расчёты изменения давления в пневматической ёмкости (ресивере) при различных начальных условиях, которые показали, что установка глушителя шума приводит к увеличению времени падения давления в ресивере.

6. Расчётным путём определены закономерности изменения параметров глушителей, использование которых позволяет повысить эффективность работы глушителя в составе системы.

7. Разработана математическая модель МР как звукопоглощающего материала с учётом его пропускной способности для использования в глушителях аэродинамического шума. Математическая модель внедрена на ГНЦ ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». Акт внедрения представлен в приложении.

Основные результаты, изложенные в третьей главе, опубликованы в работах автора [27, 49,50, 51, 52, 53, 54, 57, 58, 102, 120, 143, 144, 145, 146, 163, 167].

4 МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ И АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА

На основании проведённых исследований автором разработан метод определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, основанный на математическом и численном моделировании, оптимизации акустических характеристик системы с глушителем. На рисунке 4.1 представлен алгоритм разработанного метода.

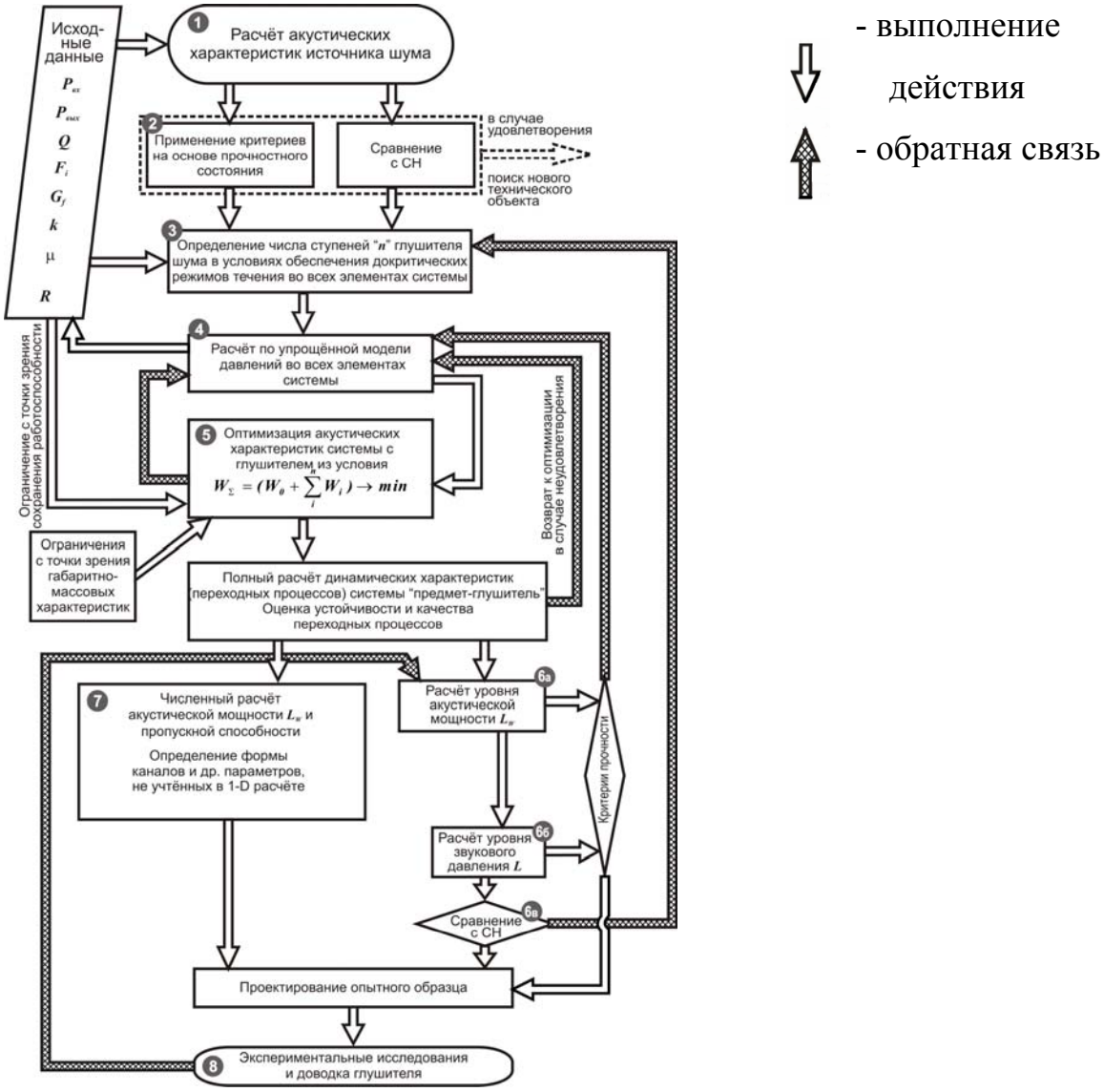


Рисунок 4.1 – Алгоритм метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей аэродинамического шума

Предложенный метод содержит следующие этапы (рисунок 4.1):

1) По известным исходным данным рассчитывается уровень акустической мощности и уровень звукового давления в расчётной точке.

2) Производится оценка прочностного состояния системы и ее соответствия санитарным нормам.

3) В случае невыполнения условий по санитарным нормам или критериям прочности по разработанной математической модели происходит расчёт количества ступеней глушителя.

4) По упрощённой модели производится расчёт давлений во всех полостях системы и суммарной акустической мощности и проводится оптимизация площадей проходного сечения глушителя.

5) С использованием полученных ранее оптимальных соотношений площадей проходного сечения глушителя производится расчёт динамических характеристик глушителя. На этом этапе проверяются влияние установки глушителя на устойчивость регулятора давления, пропускную способность и качество переходных процессов в системе.

6) По известным (рассчитанным) давлениям определяется уровень акустической мощности L_w. Далее производится проверка по критерию L_w **(D).**

Расчёт уровня шума на расстоянии 1 м от трубы производится для сравнения с соответствующим критерием и санитарными нормами. Неудовлетворение хотя бы одного критерия возвращает на этап выбора числа ступеней (п. 3).

7) Параллельно с пунктами 6,7 и 8 производится доводка элементов глушителя с помощью численного моделирования. При численном моделировании учитываются формы отверстий дроссельной шайбы.

8) После проектирования опытного образца глушителя производится экспериментальная доводка, объём которой будет существенно (по экспертной оценке на 20-30 %) уменьшен за счёт сужения области выбора площадей проходного сечения ступеней глушителя, полученного на основании расчёта.

Ниже представлен пример определения характеристик и параметров глушителей аэродинамического шума регулятора давления газа РДПП 80 – 50 М на ос-

нове разработанного метода.

В таблице 4.1 представлены исходные данные, используемые при расчёте.

Таблица 4.1. Исходные данные для расчёта РДПП

Параметр, единица измерения	**Обозначение**	**Значение**
Масса исполнительного органа, кг	M	1
Жёсткость пружины, Н/м	$C_{пр}$	21000
Диаметр седла, мм	d_c	40
Диаметр глушителя, мм	$D_{вн}$	91
Коэффициент расхода	μ	0.6
Объём выходной полости, л	$V_{вых}$	10
Входное давление, МПа	$p_{вх}$	41
Выходное давление (уставка), МПа	$p_{вых}$	5
Массовый расход газа, кг/с	G	0.131
Температура, К	T	293
Молекулярная масса (кг/моль)	$M_{мол}$	0,029
Диаметр трубы, м	$d_{тр}$	0,05
Скорость звука, м/с	c	343,1142667
Показатель адиабаты	k	1,4
Газовая постоянная Дж/кг*К	R	287
Расстояние от трубы, м	$r_м$	1
Толщина трубы, м	h	0,0015
Коэффициент восстановления давления	F_L	0,9
Внутренний радиус трубы, м	$r_{вн}$	0,0235

1) Расчёт уровня акустической мощности и уровня звукового давления в расчётной точке.

Уровень звуковой мощности является функцией, зависящей от перепада давления, давления на входе, массового расхода, молекулярной массы и температуры.

Уровень звуковой мощности L_w внутри газопровода можно рассчитать по следующей формуле [128]:

$$L_w = 10\log\left[G^2\left(\frac{p_1 - p_2}{p_1}\right)^{3.6} \cdot \left(\frac{T}{M_{мол}}\right)^{1.2}\right] + 120 + K = \\ = 10 \cdot \log\left[0.131^2 \cdot \left(\frac{4100000 - 462000}{4100000}\right)^{3.6} \cdot \left(\frac{293}{0.029}\right)^{1.2}\right] + 120 - 14 = 133 дБ \quad ; \quad (4.1)$$

где L_W - уровень звуковой мощности, дБ;

G - массовый расход, кг/с;

p_1 - абсолютное давление на входе, Па;

p_2 - абсолютное давление на выходе, Па;

T - температура, К;

$M_{мол}$ - молекулярная масса;

K - слагаемое учёта режима потока.

Для разложения акустической мощности в спектр используется формула [122]:

$$L_w(f) = L_w - 5.3 - 10\log_{10}\left[1 + \left(\frac{f}{2 \cdot f_p}\right)^2\right] \cdot \left[1 + \left(\frac{f_p}{2 \cdot f}\right)^4\right]; \quad (4.2)$$

где f – частота;

f_p - частота максимума уровня звуковой мощности.

Значение f_p определяется из следующих условий [126]:

$$f_p = \frac{0.2 \cdot M_j \cdot c_{vcc}}{D_j} = \frac{0.2 \cdot 2.18 \cdot 313.22}{0.017} = 8036.97 \text{ Гц} \quad (4.3)$$

где c_{vcc} – критическая скорость звука в горле (vena contracta) (м/с);

D_j - диаметр струи в клапане (определяется как эквивалентный диаметр через величину хода клапана);

M_j - число Маха струи:

$$M_j = \sqrt{\left\{\frac{2}{k-1}\left[\frac{p_1}{p_2 \cdot \alpha_p}\right]^{\frac{k-1}{k}} - 1\right\}} = \sqrt{\left\{\frac{2}{1.4-1}\left[\frac{4100000}{462000 \cdot 0.8704}\right]^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1\right\}} = 2.2 \quad ; \quad (4.4)$$

p_1 - абсолютное давление на входе, кПа;

p_2 - абсолютное давление на выходе, кПа;

k - показатель адиабаты(для воздуха 1,4);

α_p - безразмерное значение отношений давлений;

$$\alpha_p = \left|\frac{1}{F_L^2} + \frac{p_1}{p_2} \cdot \left(1 - \frac{1}{F_L^2}\right) = \frac{1}{0.9^2} + \frac{4100000}{462000} \cdot \left(1 - \frac{1}{0.9^2}\right)\right| = 0.85 \quad ; \quad (4.5)$$

F_L - коэффициент восстановления давления (для регуляторов давления тарельчатого типа равен 0,9).

Для регулятора давления РДПП округляем до ближайшей третьоктавной полосы $f_p = 8000 \text{ Гц}$.

На рисунке 4.2 представлен расчётный спектр звуковой мощности, генерируемой регулятором давления РДПП внутри трубопровода.

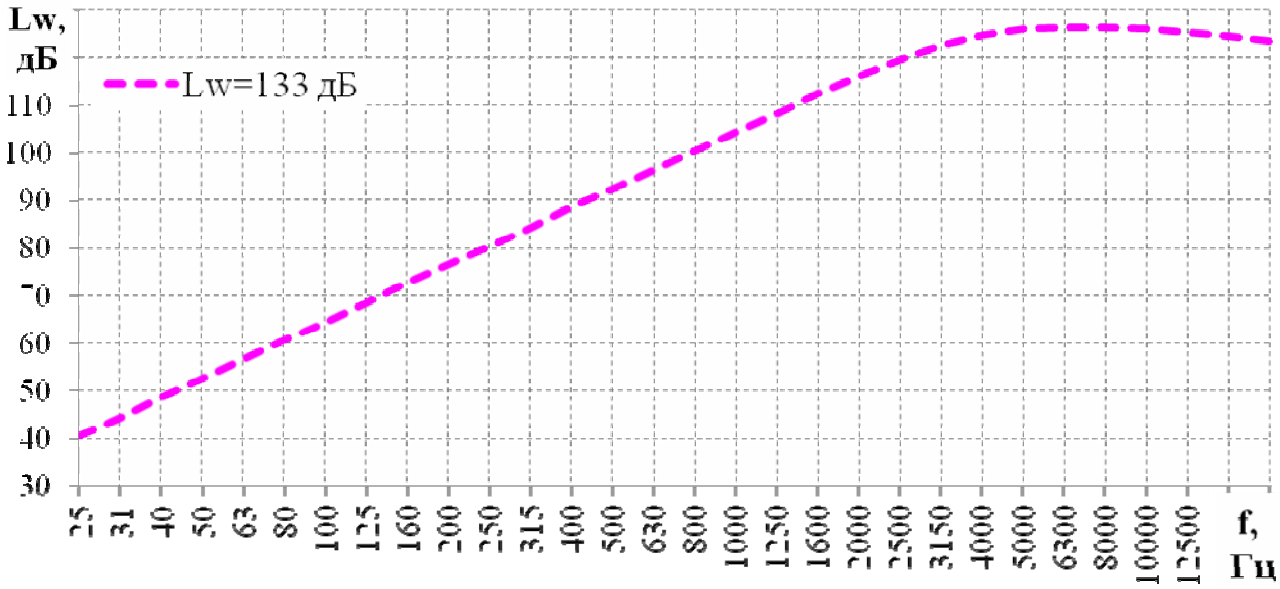


Рисунок 4.2 – Расчётный спектр звуковой мощности

Для расчёта уровня внутреннего звукового давления используется формула из американского стандарта ANSI/ISA-S75.17-1989 [131]:

$$L_P^{внут} = 10 \cdot \log_{10}\left(\frac{N_L \cdot W \cdot \rho \cdot c}{d_{тр}^2}\right) = 10 \cdot \log_{10}\left(\frac{8 \cdot 10^8 \cdot 20.4 \cdot 10.3 \cdot 313.2}{0.05^2}\right) = ; \quad (4.6)$$

$$= 163{,}8 дБ$$

где N_L - константа, равная $8 \cdot 10^8$;

W- звуковая мощность, Вт;

ρ- плотность среды, кг/м^3;

c - скорость звука, м/с;

$d_{тр}$ - внутренний диаметр трубопровода, м;

Внешний уровень звукового давления на расстоянии в 1 м от трубопровода рассчитывается согласно методике, предложной в [156]. Поскольку уровень шума также уменьшается с увеличением расстояния, то необходимо произвести коррекцию по расстоянию:

$$L_R = 10 \cdot lg\left(\frac{r_т + r_{вн}}{r_{вн}}\right) = 10 \cdot lg\left(\frac{1 + 0{,}024}{0{,}024}\right) = 16{,}4 дБ; \quad (4.7)$$

где $r_т$ - расстояние от трубопровода, м;

$r_{вн}$ - внутренний радиус трубопровода, м;

Учитывая перечисленные факторы, уровень звукового давления на расстоянии в 1 м рассчитываем по формуле [156]:

$$L_P^{внеш} = L_{Pi}^{внут} - R_{ci} - L_R, \quad (4.8)$$

где L_{Pi} - внутренний уровень звукового давления, дБ;

R_{ci} - звукоизоляция.

На рисунке 4.3 представлена экспериментальная зависимость звукоизоляции трубопровода.

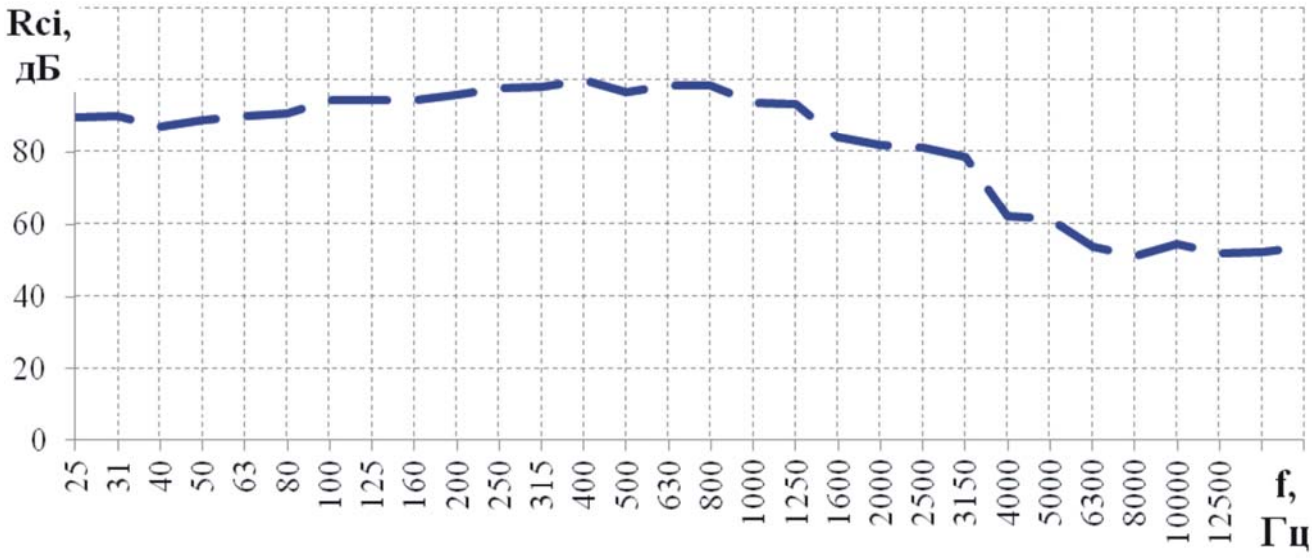


Рисунок 4.3 – Частотная характеристика звукоизоляции трубопровода

Уровень звукового давления, разложенный в спектр и откорректированный по шкале "А", рассчитываем по формуле:

$$L_{PiA} = L_P^{внут} - R_c - L_R + L_{Ai} \quad (4.9)$$

где L_{PiA} - значение уровня звукового давления в соответствующей полосе частот, дБА;

L_{Ai} - корректировка по шкале "А".

Для расчёта необходимо знать частотные характеристики внутреннего уровня звукового давления коэффициента звукоизоляции, а также корректировку по расстоянию и шкале "А" (таблица 4.2).

Таблица 4.2 – Корректировка по шкале "А"

Частота	31	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Корректировка	-39,4	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1	-1,1

Для получения одночислового значения уровня шума по шкале "А", применяем формулу [156] :

$$L_{pA} = 10 \cdot lg(\Sigma 10^{(L_{PiA}/10)}) = 99{,}5 \text{ дБА.} \quad (4.10)$$

Результаты расчётов по предложенной методике представлены на рисунке 4.4.

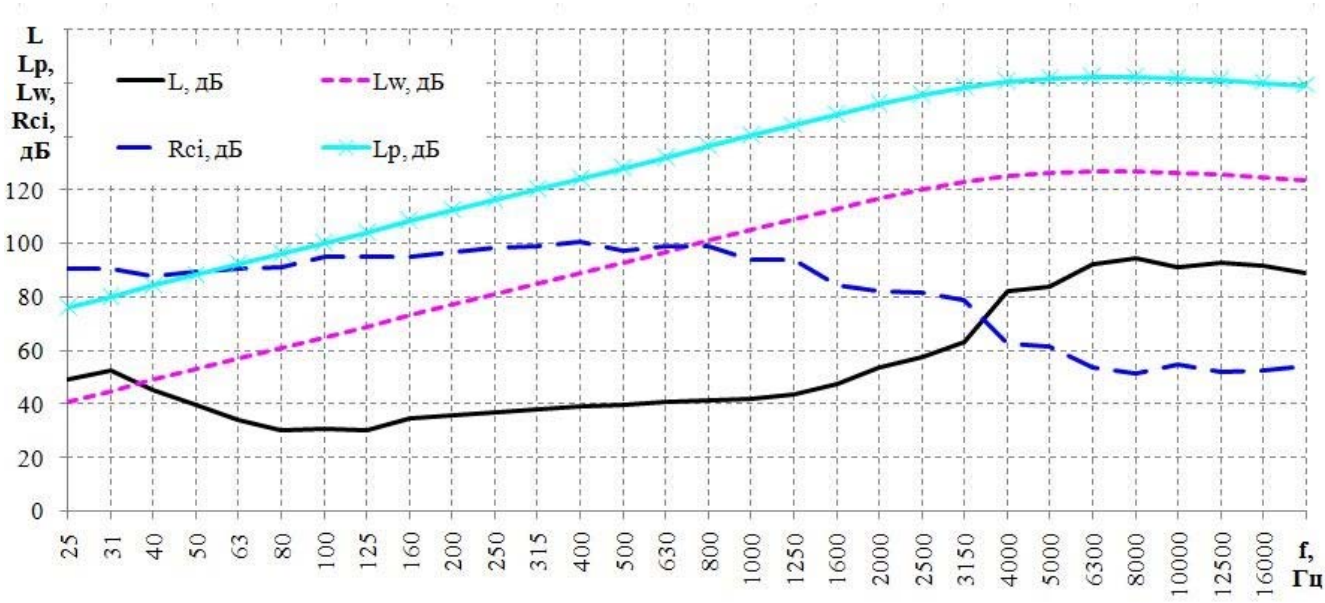


Рисунок 4.4 – Результаты расчёта для регулятора давления РДПП

На рисунке 4.5 представлено сравнение расчётных и экспериментальных значений уровня звукового давления на расстоянии 1 м при работе регулятора РДПП-80.

Рисунок 4.5 – Сравнение рассчитанного уровня звукового давления с экспериментальным уровнем

Приемлемое совпадение получено при подборе второго слагаемого в формуле 4.1.

2) Сравнение с критериями прочности и с санитарными нормами.

Генерируемые акустические волны распространяются вдоль трубопровода, в результате чего возникают вибрации, которые в свою очередь приводят к усталостному разрушению, и иногда сбои наступают в течение нескольких часов работы [122, 129, 150,].

Начиная с 80-х годов, за рубежом начали вести статистику разрушений трубопроводов под воздействием шума. В результате были предложены критерии и даже стандарты, регламентирующие уровни шума трубопроводов с учётом их прочности. В 1980 году V. A. Carucci, R. T. Mueller [129] изучали разрушения тонкостенных трубопроводов. Они зарегистрировали 9 разрушений. В [129] описываются 27 экспериментов, в ходе которых не было зафиксировано разрушений. На рисунке 4.6 отображены данные полученные в ходе проведёных экспериментов данные, а также представлен уровень звукового давления $\boldsymbol{L_W}$ как функция, за-

висящая от номинального диаметра трубопровода ***D***. На рисунке 4.6 основные девять случаев разрушений обозначены латинскими буквами A – H, а 27 случаев, в которых не зафиксировано разрушений, цифрами 1 – 27. Предложенная критериальная кривая безопасной работы системы справедлива для непрерывной работы в течение 12 часов [129].

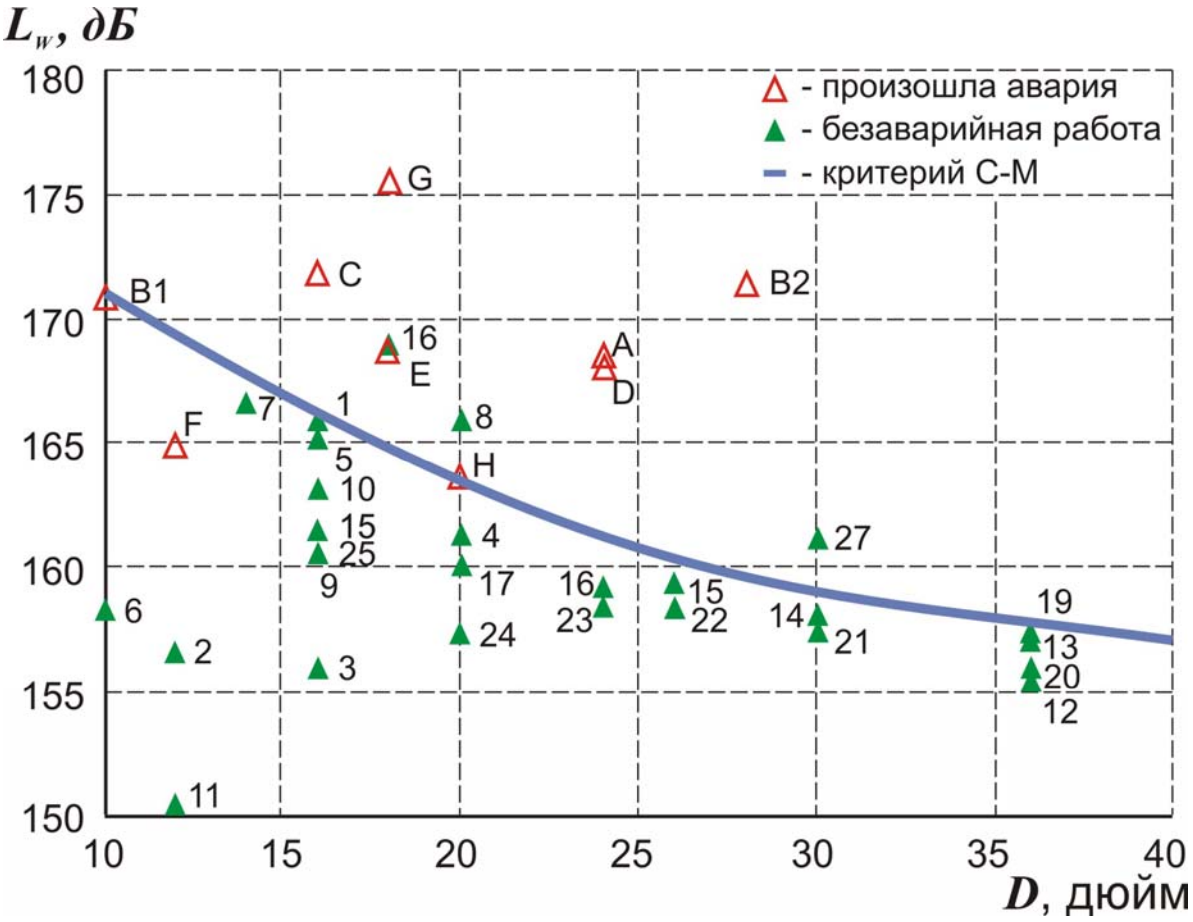


Рисунок 4.6 – Критериальная кривая Carucci - Mueller

После публикации работы V. A. Carucci и R. T. Mueller [129] Frantisek L. Eisinger продолжил исследования влияния акустической мощности на прочность. Его работы вошли в основу норвежского стандарта. Согласно стандарту Norsok L-002 [160] допустимый уровень звуковой мощности внутри трубопровода рассчитывается как:

$$L_w^{допуст} = 173.6 - 0.125 \cdot \left[\frac{d_{внут}}{h}\right] = 173.6 - 0.125 \cdot \left[\frac{0.05}{0.0015}\right] = 169 \text{ дБ} \qquad (4.11)$$

где $d_{внут}$ - внутренний диаметр трубопровода, м;

h - толщина стенки трубопровода, м.

Для регулятора давления РДПП получаем, что рассчитанный уровень звуковой мощности L_w=133 дБ удовлетворяет условию $L_w < L_w^{допуст}$ ($L_w^{допуст}$ =169 дБ). Далее необходимо сравнить уровень звукового давления на расстоянии 1 м с допустимым значением и санитарными нормами.

На рисунке 4.7 показана зависимость допустимой акустической мощности от безразмерного параметра $\frac{d_{внут}}{h_T}$, рассчитанная по формуле (4.11). Превышение акустической мощности, генерируемой арматурой, приведёт к усталостному разрушению, что соответствует точкам A-G на рисунке 4.6.

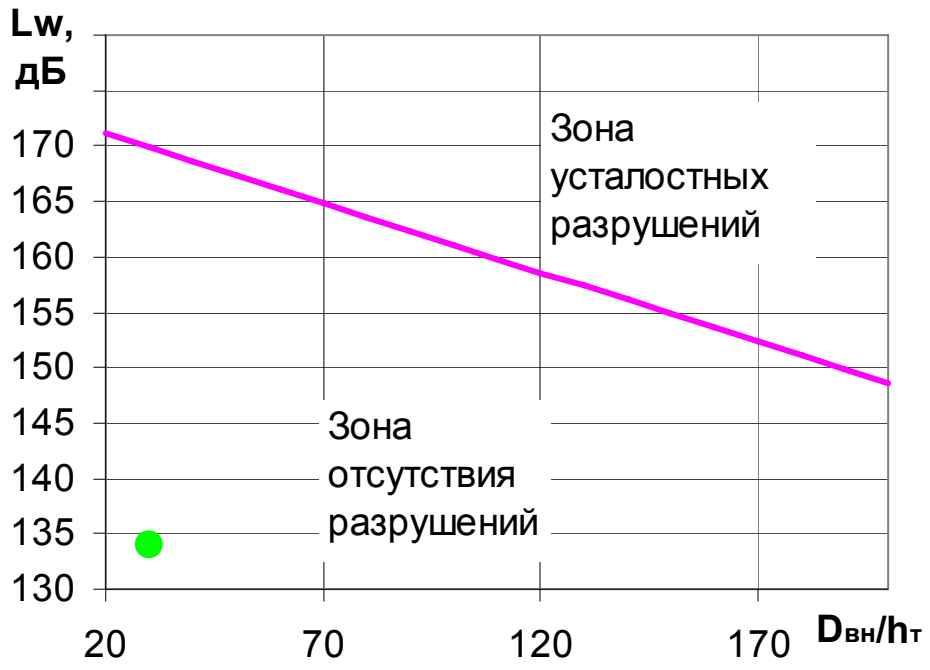


Рисунок 4.7 – Зависимость допустимой акустической мощности L_w от безразмерного параметра $D_{вн}/h_T$

В 1986 году Fugerland опубликовал работу [136], основываясь на испытаниях трёх компрессорных установок и используя технику тензометрирования, разработанную в Южно-Западном Исследовательском Институте [168, 169, 170]. Ис-

пользуя собственный метод, он выполнил замеры уровней звукового давления и напряжений. В результате проведённых исследований был получен рекомендуемый предел уровня звукового давления в 120 дБ для стенки трубопровода. После того как расчёты были подкорректированы для стандартных размеров трубопровода на расстоянии в один метр, предельный уровень звукового давления снизился и стал составлять 110 дБ как показано на рисунке 4.8 .

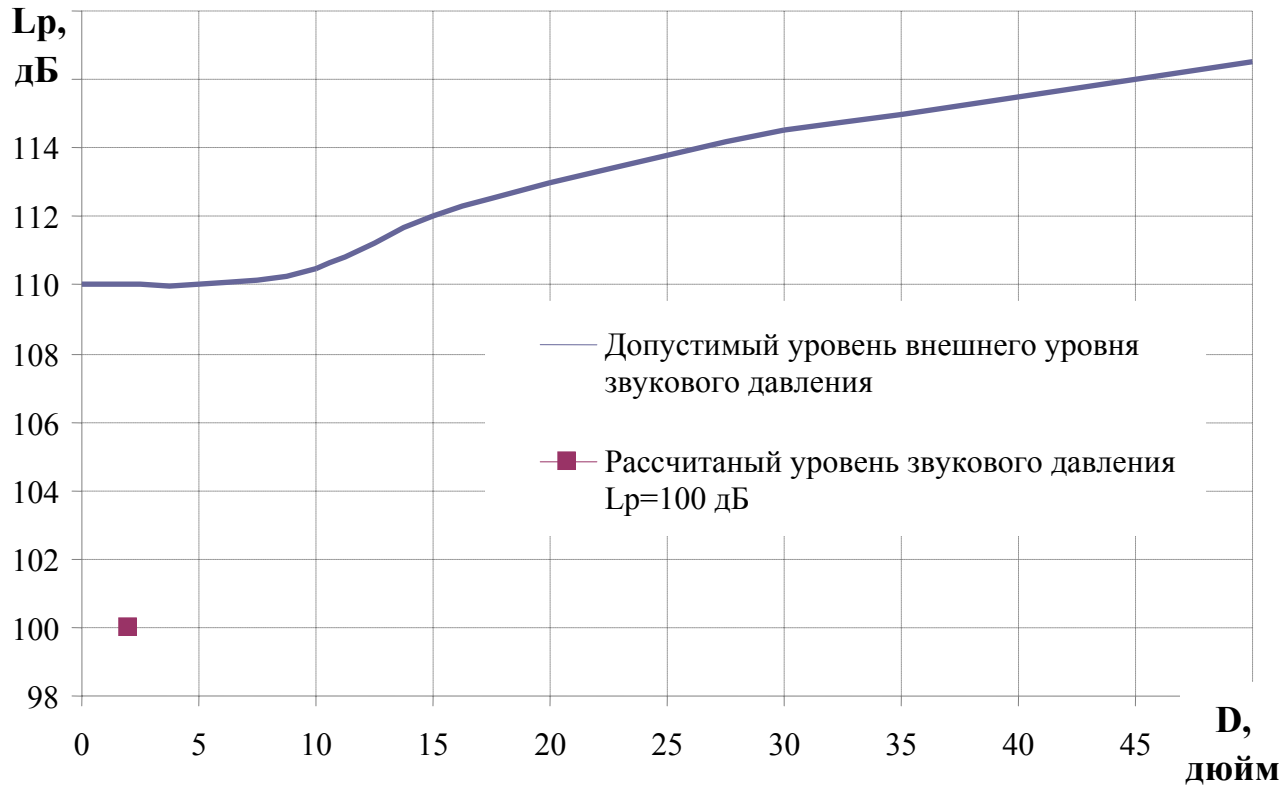


Рисунок 4.8 – Зависимость допустимого уровня звукового давления на расстоянии от трубы от её диаметра

Уровень звукового давления на расстоянии 1 м не превышает допустимый уровень 110 дБ для рассматриваемого случая.

Таким образом, можно по двум критериям оценить возможность разрушения трубопроводов от вибрации, вызванной пульсирующим потоком рабочей среды (acoustic inducted vibration AIV и Flow inducted vibration FIV).

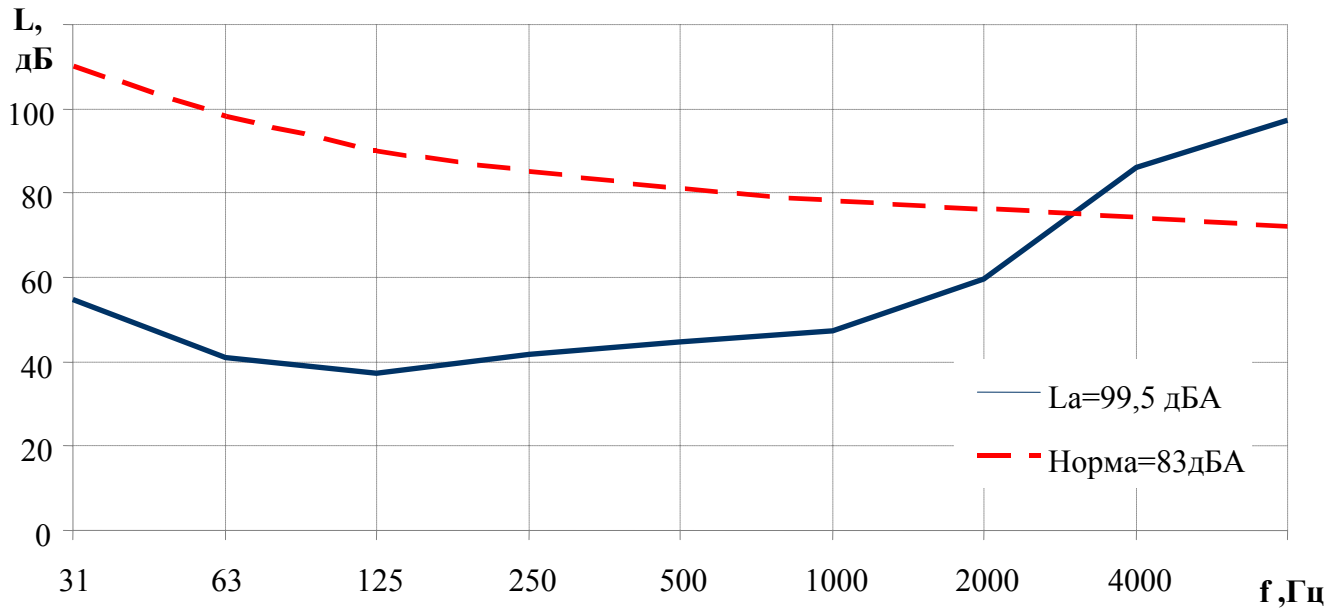


Рисунок 4.9 – Сравнение рассчитанного уровня звукового давления с нормами

Как видно из рисунка 4.9, уровень звукового давления может превышать санитарные нормы на 16,5 дБА.

Таким образом, уровень акустической мощности соответствует нормативному значению согласно стандарту Norsok [160]. Однако, несмотря на допустимый уровень акустической мощности, уровень звукового давления превышает допустимый, указанный работе [136]. А уровень шума может превышать санитарные нормы, [112] и поэтому необходима установка глушителя шума на выходе из регулятора давления.

3) Расчёт количества ступеней глушителя.

Для определения числа ступеней (шайб) глушителя используется разработанная модель (формула 3.2 раздела 3):

$$\begin{cases} \pi_{крит} = F_L^2\left(\left(\dfrac{2}{k+1}\right)\cdot\dfrac{k}{k-1}-1\right), \\ \pi_{расч} < \pi_{крит}, \\ n = \dfrac{ln\left(\dfrac{p_0}{p_n}\right)}{ln\left(\pi_{расч}\right)}, \end{cases} \qquad (4.12)$$

где $\pi_{расч}$ - расчётное (желаемое) отношение давления на одном элементе системы «источник-глушитель»;

n – число ступеней (шайб) глушителя;

p_0 – давление на входе в систему;

p_n – давление на выходе из системы.

На рисунке 4.10 представлена расчётная зависимость числа ступеней глушителя от входного давления при значении $p_{вых}$ = 0,38 МПа и отношении давления на каждом элементе $\pi_{расч}$ = 1,75.

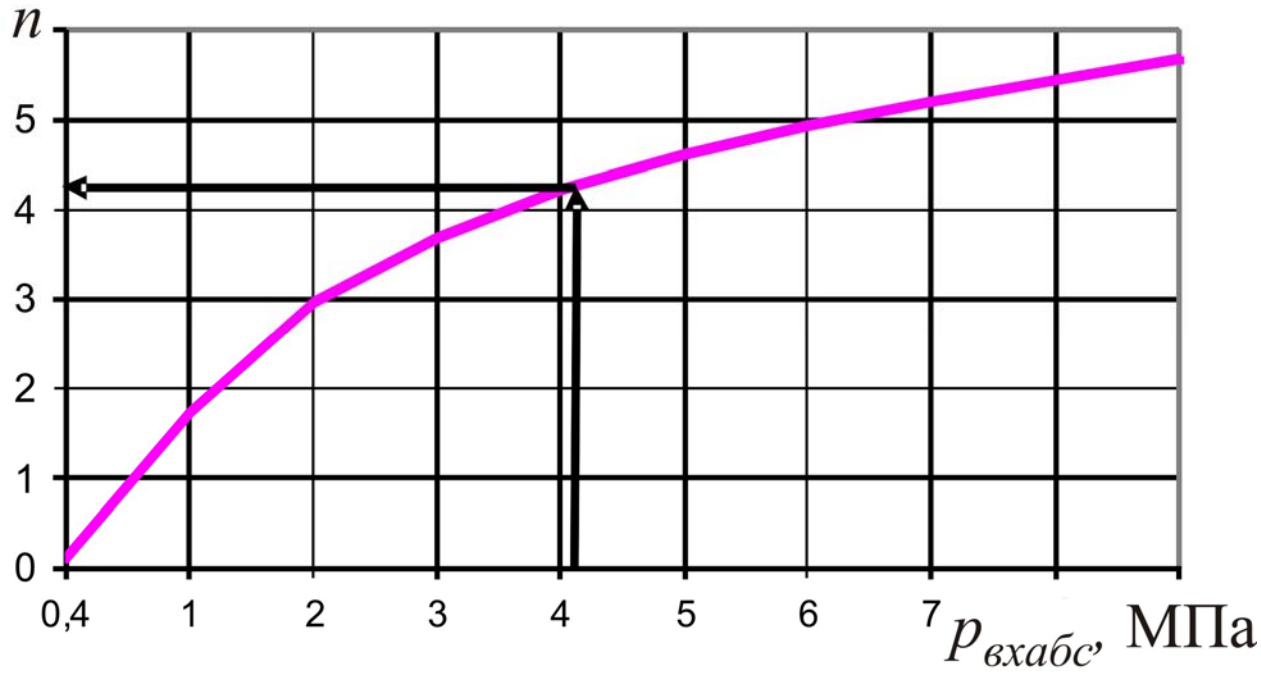


Рисунок 4.10 – Расчётная зависимость числа дроссельных шайб от входного давления

Для абсолютного входного давления $p_{вх}$= 4,1 МПа и абсолютного выходного давления $p_{вых}$ = 0,38 МПа для докритического течения в регуляторе и глушителе необходимо более четырёх дроссельных шайб. Выбирая ближайшее большее значение n=5, получаем, что при данных давлениях отношение давления $\pi_{расч}$ = 1,75. Необходимо отметить, что дальнейшее увеличение количества дроссельных шайб привёдёт к дополнительному снижению уровня шума.

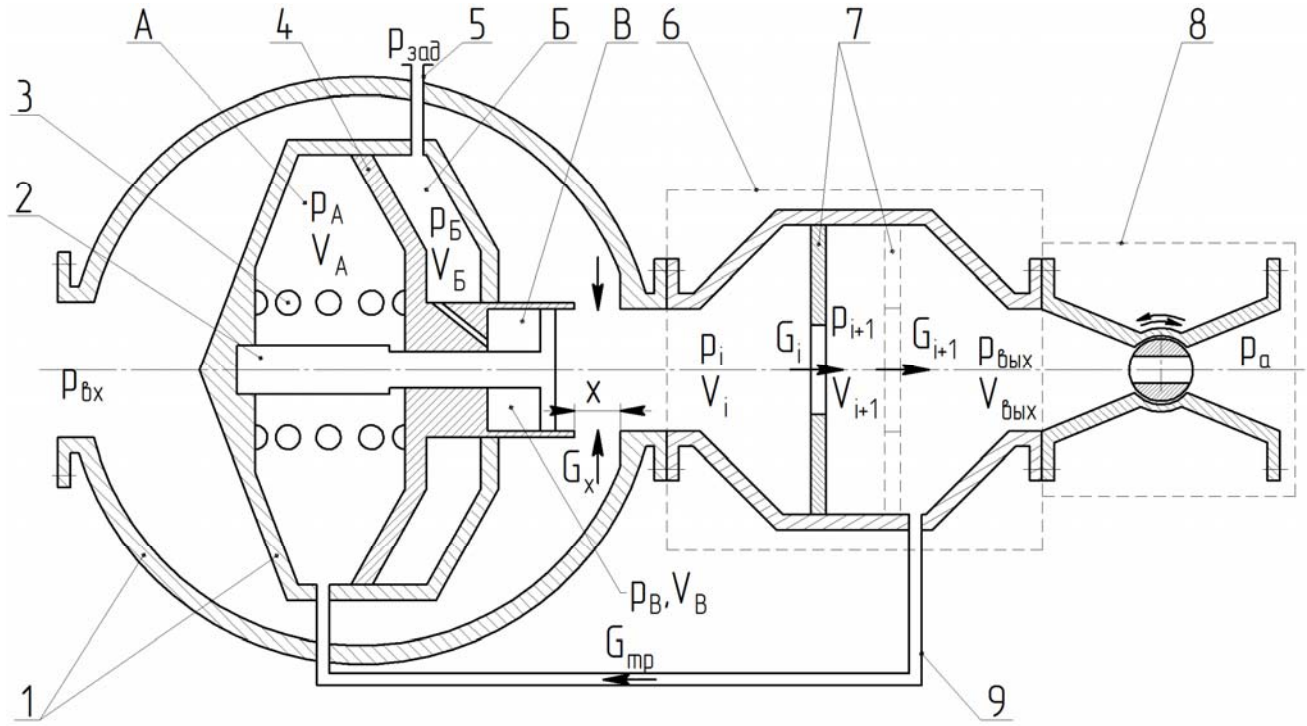
4) Расчёт давлений по упрощённой модели во всех полостях системы и суммарной акустической мощности, оптимизация площадей проходного сечения глушителя.

Введём следующие обозначения:

ξ	-	коэффициент вязкого трения;	R	-	газовая постоянная;
d	-	диаметр;	S	-	площадь;
F	-	сила;	T	-	температура торможения;
G	-	массовый расход;	x	-	положение исполнительного элемента над седлом;
$C_{пр}$	-	жёсткость пружины;	$R_{тр}$	-	сопротивление трубопровода;
k	-	показатель адиабаты;	μ	-	коэффициент расхода;
l	-	длина;	ν	-	кинематическая вязкость;
m	-	масса;	p	-	давление.
V	-	объём полости;			

Индексы i, $i+1$, $вх$, $вых$, $А$, $Б$, $В$, $а$, $зад$, $х$ относятся к сечениям, полостям и трубопроводам, как показано на рисунке 1.

Принципиальная схема регулятора давления РДПП представлена на рисунке 4.11. При моделировании регулятора давления РДПП использовался подход описанный в параграфе 3.1. Отличия в конструкции регуляторов обусловили некоторые различия в схожих уравнениях.



1 – корпус регулятора; 2 – направляющий шток; 3 – пружина; 4 – поршень-затвор; 5 – линия подвода настроечного давления; 6 – глушитель шума; 7 – пакет дроссельных шайб; 8 – вентиль; 9 – трубопровод обратной связи.

Рисунок 4.11 – Принципиальная схема регулятора давления газа с глушителем шума

При разработке математической модели для исследования акустических характеристик системы "регулятор - глушитель" приняты следующие допущения: рабочее тело – идеальный газ; силы нелинейного трения отсутствуют; входной импеданс отводящей присоединённой системы равен нулю ($\boldsymbol{p_a = const}$).

Для моделирования акустической ёмкости используется уравнение 3.4 главы 3.

Уравнение движение газа в трубопроводе 9 в сосредоточенных параметрах с учётом гидравлических потерь имеет вид:

$$(p_{вых} - p_A - R_{тр} \cdot G_{тр}) \cdot \frac{S_{тр}}{l_{тр}} = \frac{dG_{тр}}{dt}, \qquad (4.13)$$

где $R_{тр} = \dfrac{128 \cdot \nu \cdot l_{тр}}{\pi \cdot d_{тр}^4}$ - гидравлическое сопротивление трубопровода 9 при ламинарном режиме течения.

Расход газа через ***i***-е дросселирующие сечения описывается уравнением Сен-Венана и Ванцеля (уравнение аналогично уравнению 3.5 главы 3):

$$G_i = \mu_i \cdot S_i \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_i} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \qquad (4.14)$$

при $\dfrac{p_{i+1}}{p_i} > \pi_{кр}$ для докритического режима течения;

$$G_i = \mu_i \cdot \pi \cdot S_i \cdot p_i \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_i}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}, \qquad (4.15)$$

при $\dfrac{p_{i+1}}{p_i} \le \pi_{кр}$ для сверхкритического режима течения.

Аналогичным образом определяется расход $G_{вых}$ через вентиль на выходе из системы.

Уравнение равновесия исполнительного элемента регулятора давления можно записать в следующем виде:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \xi \cdot \frac{dx}{dt} + C_{пр} \cdot x - p_Б \cdot (S_П - S_З) - p_В \cdot (S_З - S_{шт}) + \\ + F_0 + p_А \cdot (S_П - S_{шт}) = 0, \qquad (4.16)$$

где $S_П, S_З, S_{шт}$ - площадь поршня, затвора и штока соответственно; F_0 - усилие предварительной затяжки пружины.

Из уравнения (4.16) для стационарного случая, когда $\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx}{dt} = 0$, можно определить x и расход газа через клапан по одной из формул:

$$\begin{cases} G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{вх} \cdot \sqrt{\frac{k}{R \cdot T_{вх}}} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2\cdot(k-1)}} при \ \frac{p_1}{p_{вх}} \le \pi_{кр}, \\ G_x = \mu_x \cdot \pi \cdot d_c \cdot x \cdot p_{вх} \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_{вх}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_{вх}}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_{вх}}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} при \ \frac{p_1}{p_{вх}} > \pi_{кр}. \end{cases} \quad (4.17)$$

Тогда для стационарного режима течения, когда $\frac{dp_{i+1}}{dt} = 0$, математическую модель регулятора давлений, содержащего n шайб, можно представить следующей системой нелинейных уравнений:

$$\begin{cases} G_x - G_1 = 0, \\ G_1 - G_2 = 0, \\ .... \\ G_n - G_{вых} = 0. \end{cases} \quad (4.18)$$

Из уравнений (4.14), (4.15), (4.17) и (4.18) можно вычислить давления в междроссельных камерах системы.

Для расчёта акустической мощности, генерируемой клапаном или шайбой, использовалась, акустического КПД и пропускной способности использовались формулы 3.14, 3.15 и 3.16 главы 3.

Такие выражения записываются для каждой из дроссельных шайб.

Пусть $\overline{S} = (\overline{S}_1, \overline{S}_2, ..., \overline{S}_n)$ - вектор относительных площадей проходных сечений шайб. Очевидно, что выбор площадей проходных сечений шайб S_i рационально производить из соображений минимизации суммарного шума W_Σ системы «регулятор – глушитель». При этом решается оптимизационная задача, которую можно сформулировать как задачу условной глобальной оптимизации:

$$\begin{cases} \overline{S}_{opt} = \arg\min_{s}(W_{\Sigma}(\overline{S})), \\ \overline{S}_i \in [0, 1], \\ p_i > p_{i+1}, \quad i = \overline{1, n}, \end{cases} \tag{4.19}$$

где n - число дроссельных шайб глушителя.

Несмотря на кажущуюся простоту представленной модели регулятора давления с глушителем, она содержит множество технических трудностей, затрудняющих использование стандартных численных методов математического пакета Matlab [42]. В частности в более строгой формулировке математическую модель, представленную системой нелинейных уравнений (4.18), следовало бы дополнить системой неравенств $p_i > p_{i+1}, \quad i = \overline{1, n}$, обеспечивающих корректное использование выражений (3.4), (4.13) - (4.18). В противном случае нарушаются условия сходимости известных методов решения системы нелинейных уравнений [71]. Как результат, алгоритм fsolve пакета Matlab либо не находит решение, либо «уходит» в комплексную область и находит решения, не имеющие физического смысла.

Другую проблему составляет потенциально возможный «выход» значений давлений за пределы области адекватности математической модели ГПД, например, когда $p_i < 0$.

Избежать перечисленных эффектов можно, используя разработанный метод, который изложен в главе 3.

Для вектора давлений p введём новые переменные:

$$\begin{cases} x_1 = p_1 / p_0, \\ x_i = p_{i+1} / p_i, \quad \overline{i = 2, n}, \end{cases} \tag{4.20}$$

где $p_{n+1} = p_{вых}$.

Для новых переменных справедливо $x_i \in [0, \infty)$. Преобразование (4.20) обеспечивает автоматическое выполнение условий $p_i > p_{i+1}, \quad i = \overline{1, n}$. Следующее преобразование переводит область определения независимых переменных системы (4.1) на всё пространство

$$z_i = -\ln((1 - x_i)/x_i), \quad i = \overline{1, n}. \tag{4.21}$$

В данном случае $z_i \in (-\infty, \infty)$, что существенно упрощает задачу решения системы нелинейных уравнений (4.18). Более того, значительно упрощается постановка задачи глобальной оптимизации (4.19), поскольку снимается часть ограничений.

Обратные преобразования:

$$\begin{cases} x_i = \dfrac{1}{1 + e^{-z_i}}, \\ p_1 = x_1 p_0, \\ p_{i+1} = x_i \cdot p_i, \quad i = \overline{2, n} \end{cases} \tag{4.22}$$

позволяют реализовать переход от «технологических» независимых переменных z_i к исходным параметрам системы p_i.

И, наконец, для повышения эффективности работы алгоритма оптимизации задачу условной оптимизации (4.19) можно свести к задаче безусловной оптимизации с помощью преобразования

$$y_i = -\ln((b - a)/(\overline{S}_i - a) - 1), \quad i = \overline{1, n}, \tag{4.23}$$

где a, b – границы области определения оптимизируемых переменных $\overline{S}_i \in [a, b]$. В рассматриваемом случае $a = 0.05, b = 0.95$. В итоге за счёт преобразований

(4.250) (4.21) и (4.23) задача условной оптимизации (4.19) сводится к задаче безусловной оптимизации

$$y_{opt} = \arg\min_{y}(W_{\Sigma}(y)). \qquad (4.24)$$

Предложенные преобразования переменных (4.20), (4.21) и (4.23) позволяют перейти от векторов оптимизируемых переменных $\overline{s}_i$ задачи (4.19) и независимых переменных $\boldsymbol{p}$ системы нелинейных уравнений (4.18) к новым переменным, принадлежащим всей числовой оси, без нарушения непрерывность функций системы уравнений и критерия оценки эффективности проектируемой системы, поскольку все преобразования являются непрерывными монотонными функциями. Данное обстоятельство существенно, поскольку в алгоритме fsolve автоматически вычисляется якобиан векторной функции системы уравнений, т.е. первые частные производные. Но самое главное заключается в том, что при произвольных сочетаниях вектора новых переменных $\boldsymbol{z}$ для исходного вектора давлений p автоматически выполняются условия ограничений (4.19).

Вычислительные эксперименты с моделью (4.18) для новых независимых переменных z подтвердили высокую эффективность предложенной системой преобразования координат. Алгоритм продемонстрировал надёжную работу для различных сочетаний исходных данных.

Рассмотрим решение задачи оптимизации на примере системы «регулятор давления с глушителем, состоящим из одной дроссельной шайбы» (рисунок 4.11).

Результаты, показанные на рисунке 4.12, получены для следующих параметров: $\boldsymbol{p_{вх}}$= 40 МПа; $\boldsymbol{p_{зад}}$=4.0 МПа; $\boldsymbol{d_{вых}}$=18 мм.

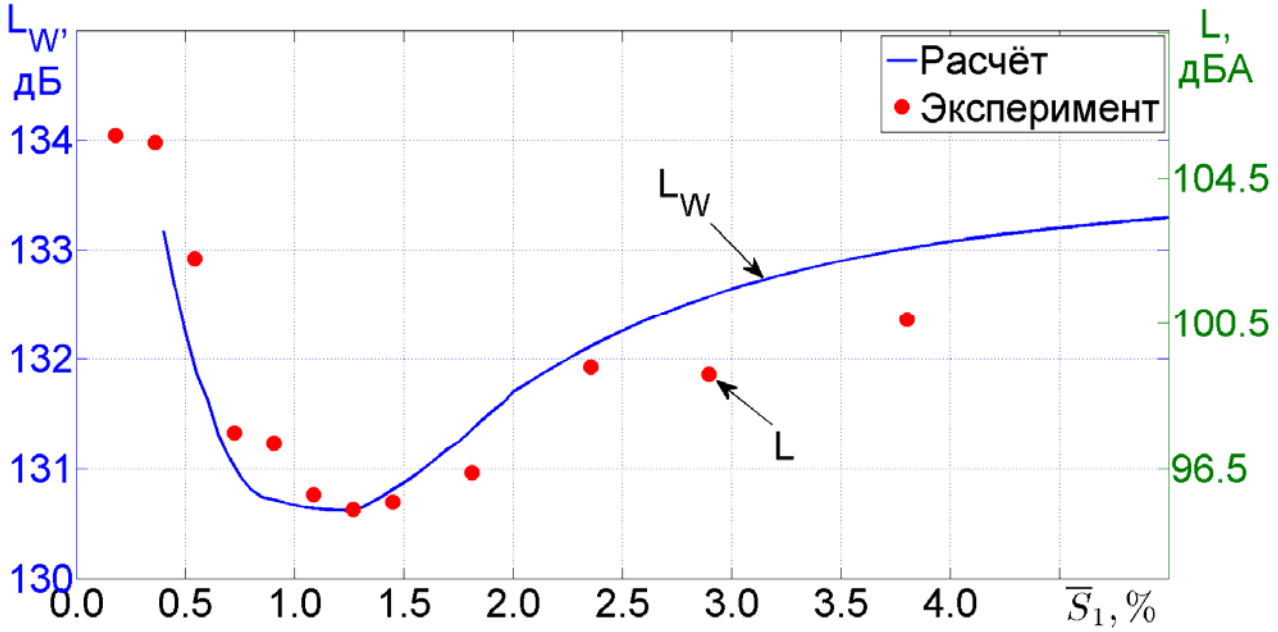


Рисунок 4.12 - Зависимость уровня акустической мощности L_w и уровня шума L от площади проходного сечения шайбы $\overline{S_1}$

Минимум акустической мощности, генерируемой двумя источниками (регулятор и шайба), достигается при относительном проходном сечении дроссельной шайбы *1-1.5 %*, что хорошо согласуется с измеренным уровнем звукового давления на расстоянии *1 м* от трубопровода.

При уменьшении относительной площади проходного сечения дроссельной шайбы давление перед ней возрастает (рисунок 4.13). Причём в диапазоне до оптимального значения площади дроссельной шайбы давление возрастает незначительно. Когда площадь проходного сечения дроссельной шайбы становится меньше оптимального значения, давление перед ней растёт стремительно. Поэтому из – за высокого отношения давлений на шайбе по сравнению с регулятором давления уровень акустической мощности снова возрастает, как это показано на рисунке 4.13.

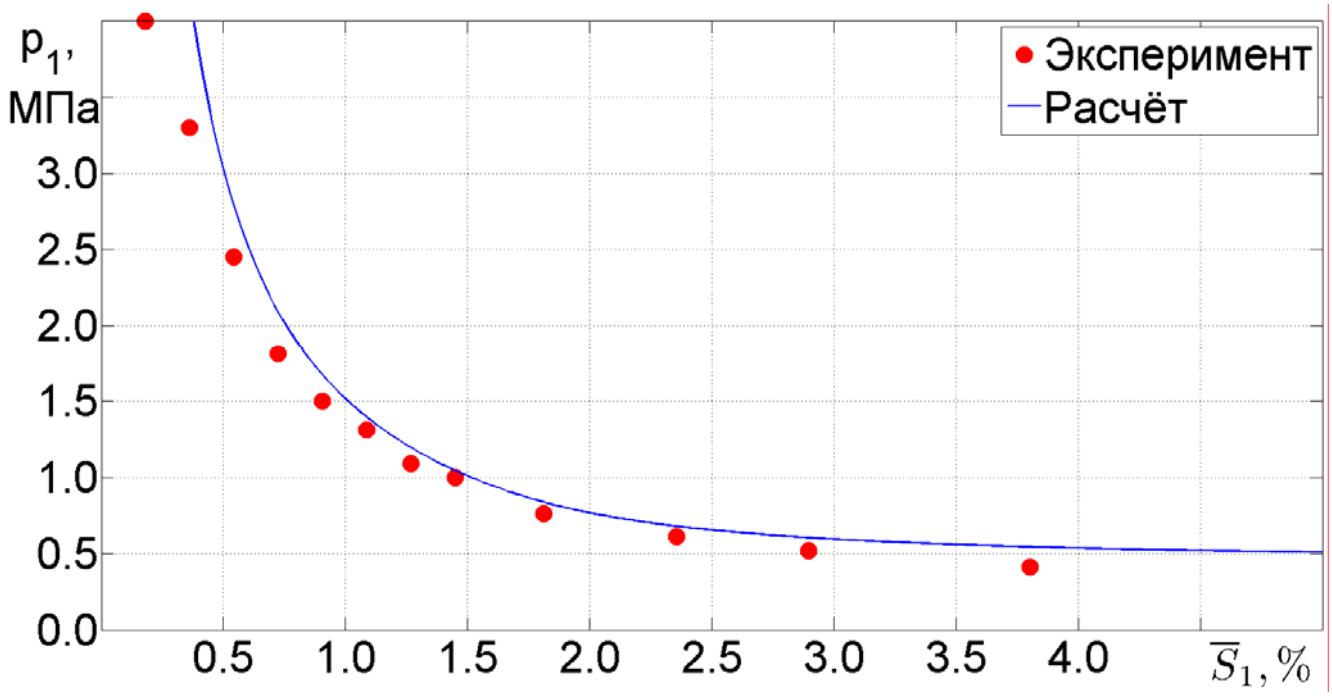


Рисунок 4.13 – Зависимость давления перед дроссельной шайбой p_1 от площади пропускного сечения шайбы S_1

Разработанный метод позволяет находить оптимальные площади проходных сечений дроссельных шайб фактически для произвольного количества шайб.

На рисунке 4.14 показана зависимость акустической мощности для системы «регулятор давления + 2 шайбы», полученная с использованием разработанного метода. Получена поверхность, имеющая ярко выраженный минимум.

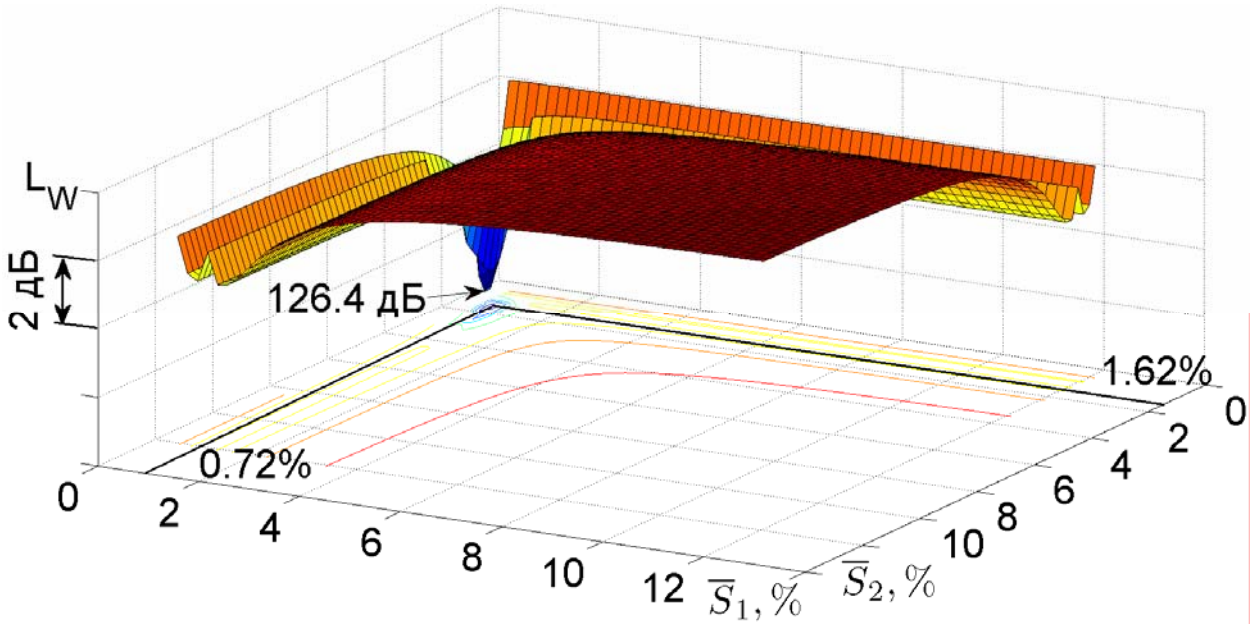


Рисунок 4.14 – Зависимость акустической мощности для системы «регулятор давления + 2 шайбы»

На рисунке 4.15 приведены результаты вычислительного эксперимента глушителя, содержащего от 1 до 8 шайб.

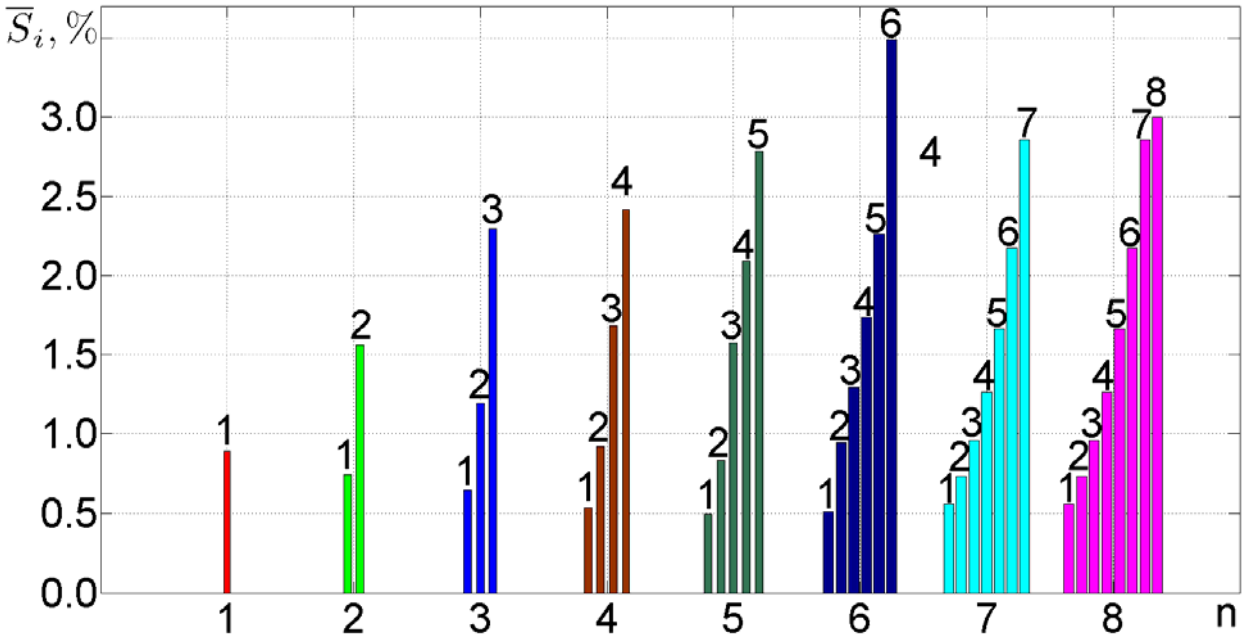


Рисунок 4.15 – Зависимость площадей проходного сечения дроссельных шайб S_i от их количества n

Таким образом, использование предложенного метода позволяет находить зависимости, имеющие ясную физическую трактовку.

Полученные результаты хорошо согласуются с известными данными, представленными в работах [126, 140 и др.], поскольку площадь каждой последующей шайбы больше предыдущей. Причём с увеличением количества шайб площадь первой шайбы увеличивается, так как клапан при этом приоткрывается.

5) Расчёт динамических характеристик глушителя. Проверка влияния установки глушителя на устойчивость регулятора давления, пропускную способность и качество переходных процессов.

Для расчёта переходных процессов в системе «регулятор давления с глушителем» необходимо вернуться к полной системе уравнений 3.12. Реализация данной системы в приложении Simulink к математическому пакету Matlab показана на рисунке 4.16.

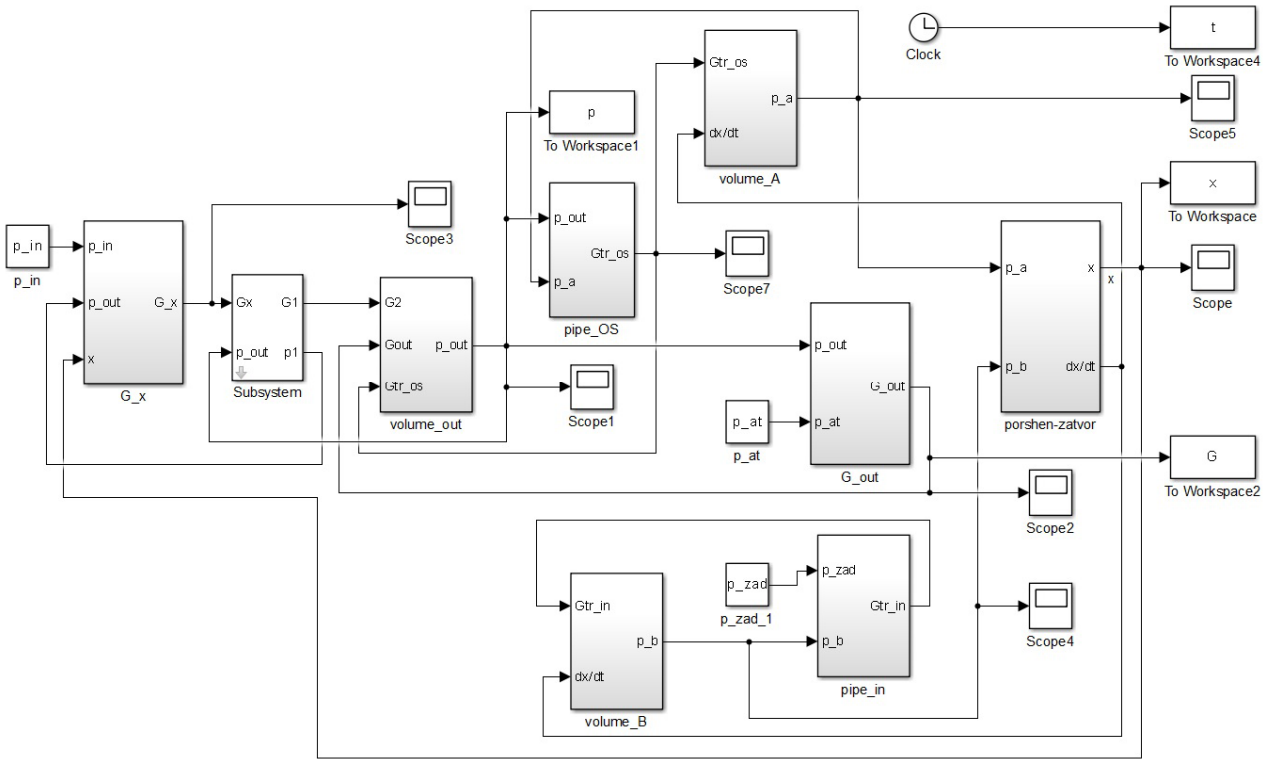


Рисунок 4.16 – Реализация математической модели регулятора давления газа в программе Simulink

При расчёте системы уравнений используется одношаговый явный метод Рунге-Кутты 4-го и 5-го порядка. В результате решения системы уравнений можно получить зависимости от времени всех основных параметров регулятора давления: ход клапана, массовые расходы через все сечения, давление на выходе из регулятора, давление на выходе из дроссельной шайбы. Все эти зависимости изменяются в зависимости от режима работы системы (расхода потребляемого газа) и от проходного сечения дроссельных шайб глушителя.

Результаты моделирования представлены на рисунках 4.17-4.22. Рассмотрим переходные процессы в регуляторе давления при ступенчатом изменении расхода газа на выходе из ёмкости $\boldsymbol{d_{вых}}$ от 0 до 18 мм в начальный момент времени.

На рисунке 4.17-4.19 показаны изменения давления на выходе из регулятора, расхода газа через систему и величины хода клапана и влияние глушителя на переходный процесс.

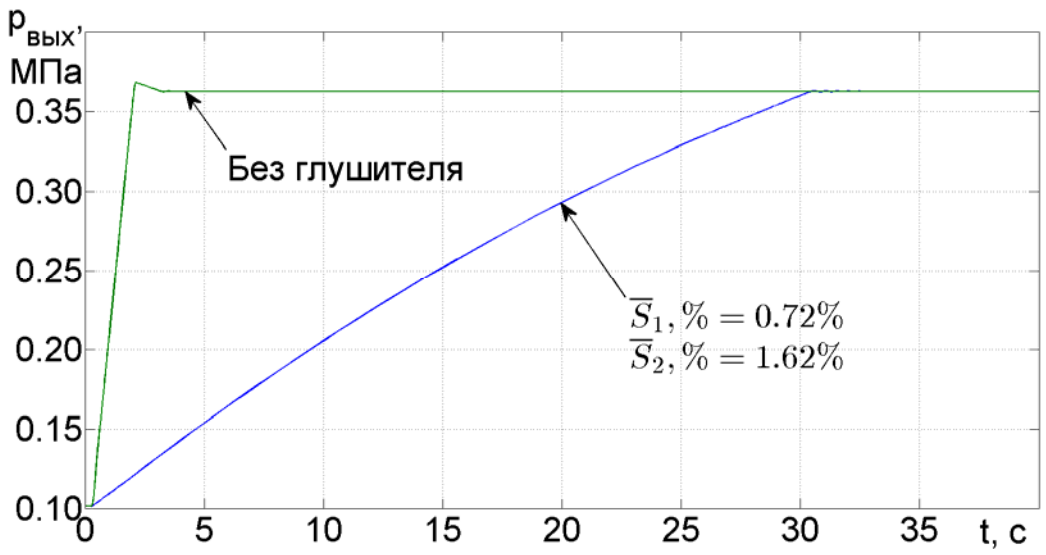


Рисунок 4.17 – Зависимость давления на выходе из системы

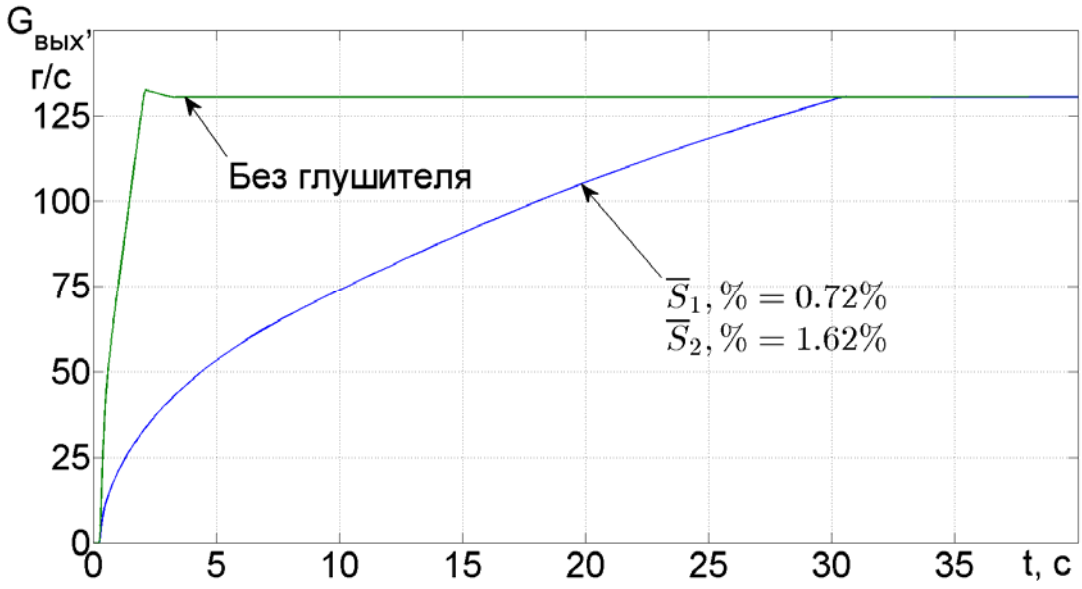


Рисунок 4.18 – Зависимость расхода воздуха через систему

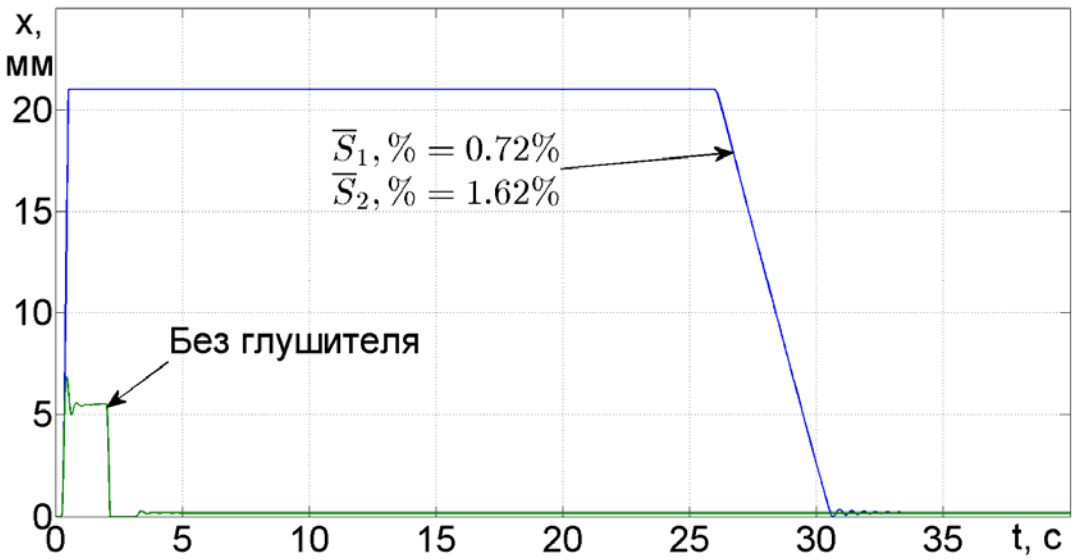


Рисунок 4.19 – Зависимость величины хода клапана

Во всех случаях установка глушителя шума приводит к увеличению времени переходного процесса. В то же время улучшаются такие параметры, как перерегулирование и колебательность. Отклонение параметров глушителя от оптимальных, приводит не только к увеличению уровня акустической мощности, но и к потере устойчивости регулятора давления. Так на рисунке 4.20 показаны фрагменты переходных процессов координаты клапана ***x*** (величины хода клапана).

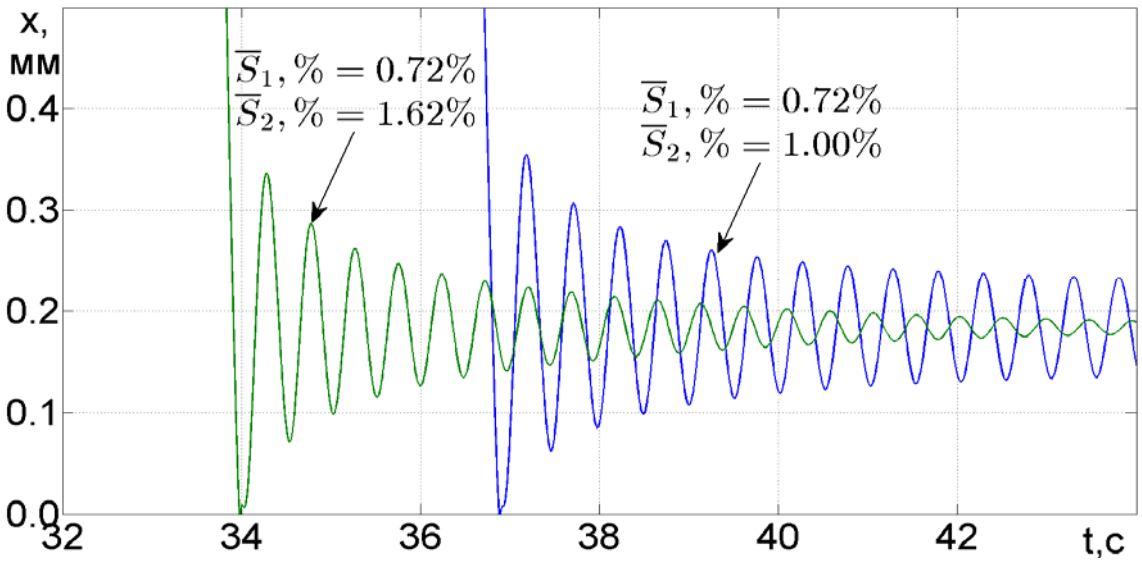


Рисунок 4.20 – Зависимость величины хода клапана

При параметрах двухступенчатого глушителя $\overline{S_1}$=0,72 % и $\overline{S_2}$=1 % возникают незатухающие колебания координаты тарели клапана.

В глушителе, состоящем из одной дроссельной шайбы, есть только один параметр, который можно изменять – это площадь проходного сечения. Влияние площади проходного сечения глушителя на переходные процессы показано на рисунках 4.21-4.23.

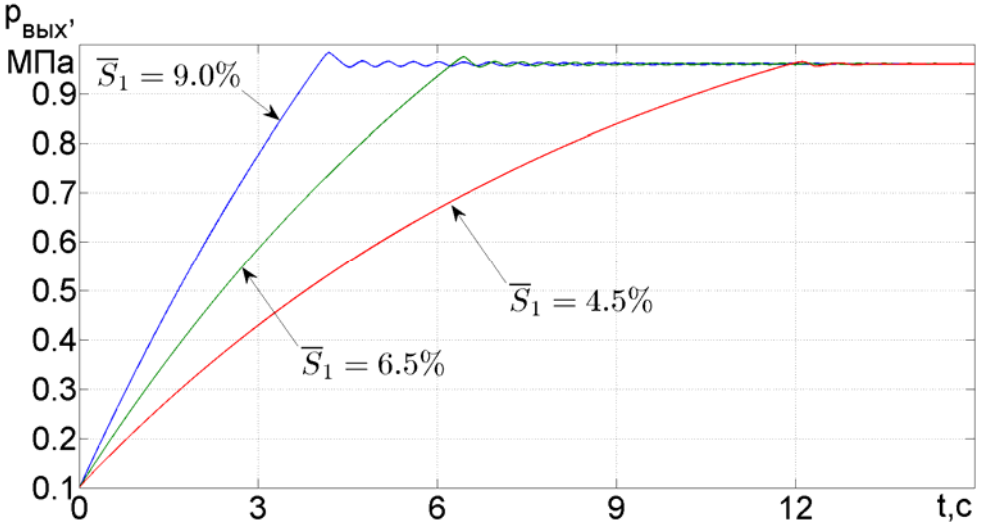


Рисунок 4.21 – Зависимость давления на выходе из системы при различных параметрах глушителя

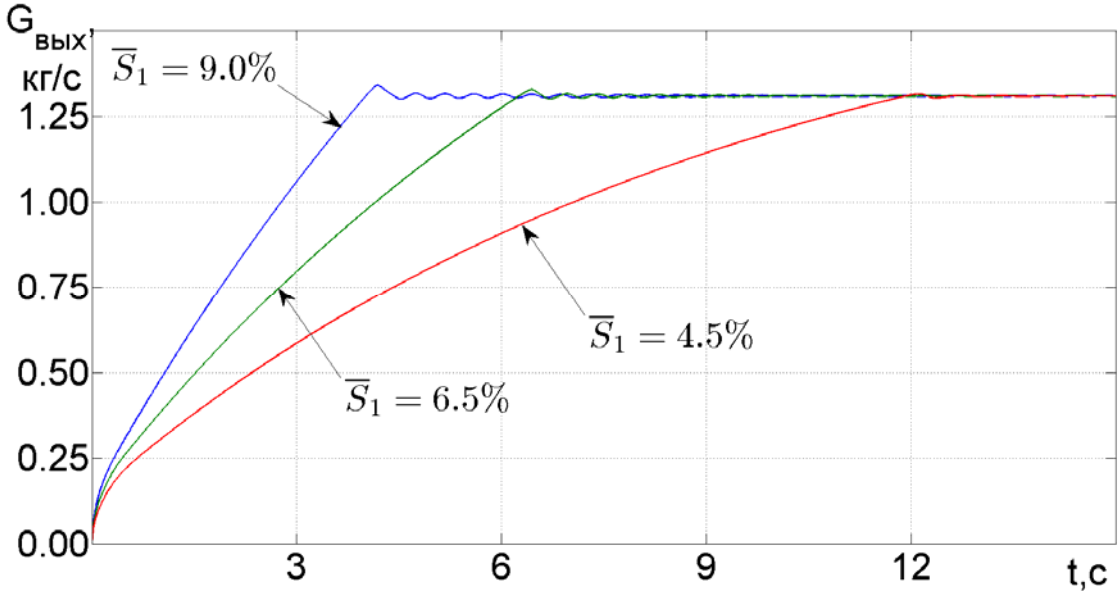


Рисунок 4.22 – Зависимость расхода через систему при различных параметрах глушителя

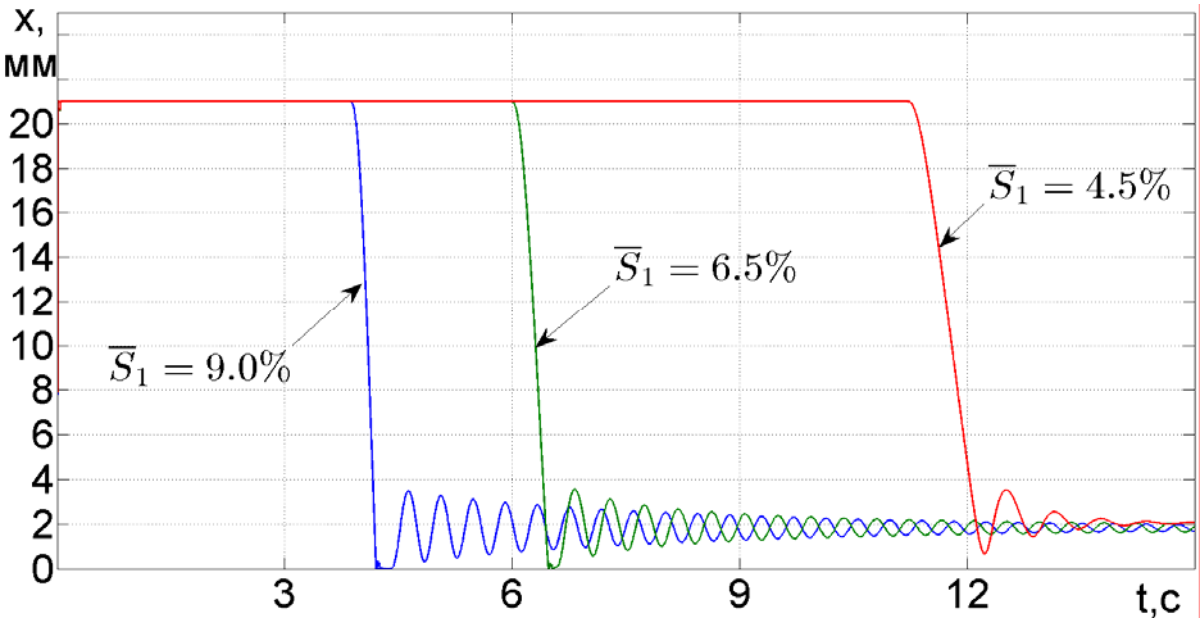


Рисунок 4.23 – Зависимость величины хода клапана при различных параметрах глушителя

Уменьшение площади проходного сечения дроссельной шайбы (единственной в рассматриваемом случае) приводит к увеличению времени переходного процесса, но к уменьшению колебательность.

Как было сказано выше, необходимо также контролировать режимные параметры, а именно давление на выходе и связанный с ним расход рабочего тела. На рисунке 4.24 представлены расчётная и экспериментальная зависимости выходного давления $p_{вых}$ от площади проходного сечения дроссельной шайбы.

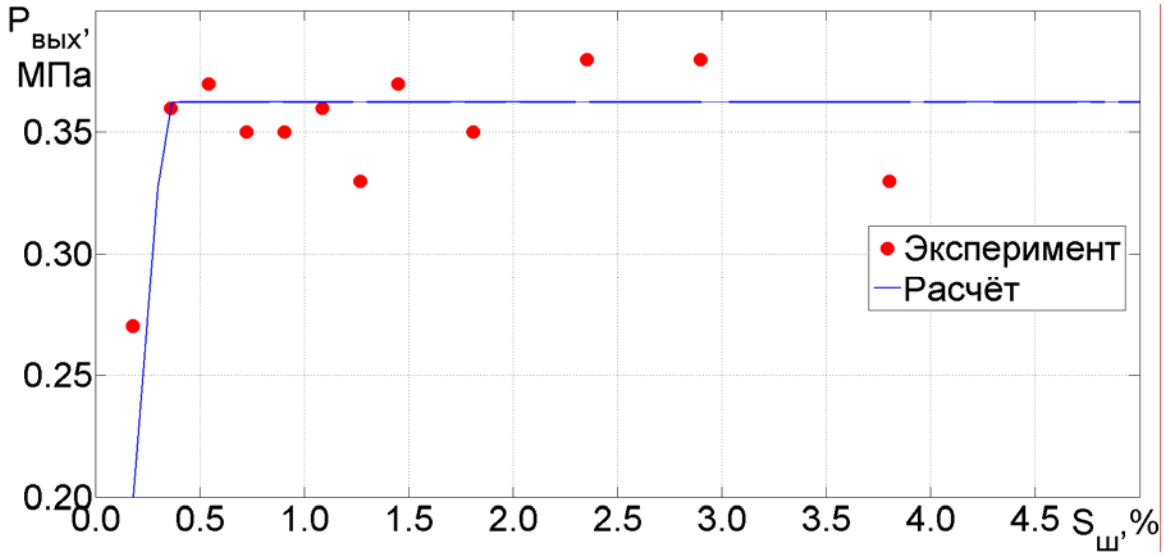


Рисунок 4.24 – Сравнение расчётных и экспериментальных зависимостей выходного давления от проходного сечения дроссельной шайбы

При значении относительной площади дроссельной шайбы ниже 0,5 % происходит резкое, недопустимое падение давления на выходе. Это связано с тем, что площадь проходного сечения дроссельной шайбы становится меньше площади выходного отверстия, ранее определявшего расход. Таким образом, чтобы обеспечить давление на выходе, регулятор стремительно открывает (увеличивает координату ***x***) сечение регулирующей пары. Но при дальнейшем снижении площади проходного сечения дроссельной шайбы увеличение ***x*** не приводит к поддержанию регулятором давления на выходе на заданном уровне.

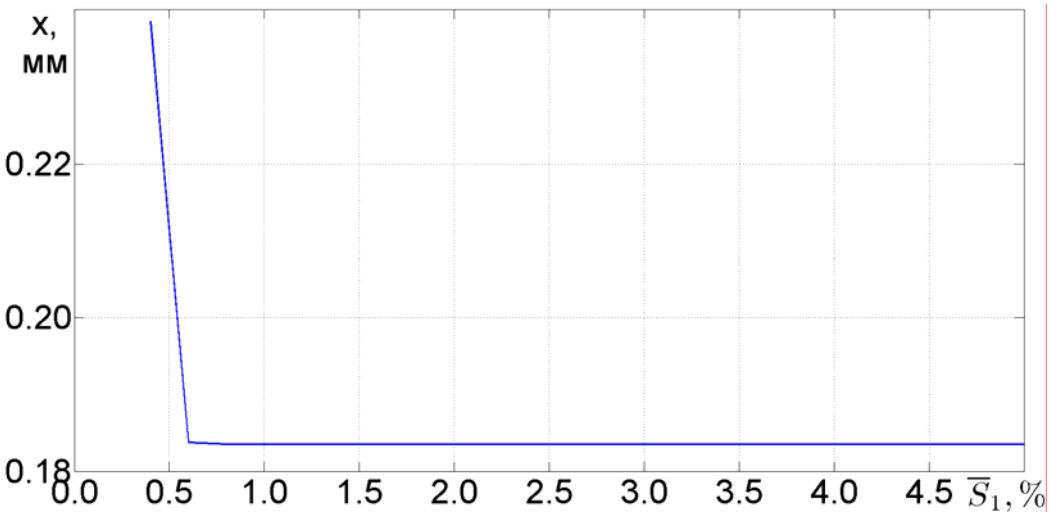


Рисунок 4.25 – Сравнение расчётных и экспериментальных зависимостей выходного давления от проходного сечения дроссельной шайбы

Необходимо отметить, что при относительном проходном сечении дроссельной шайбы *1-1.5 %* (что соответствует оптимальному значению с точки зрения акустической мощности) поддерживается требуемое давление на выходе из системы, регулятор давления работает в области устойчивости, а параметры качества переходного процесса имеют приемлемые значения.

После этого необходимо провести два независимых исследования, результаты которых можно сравнить.

6) Проверка по критериям прочности и сравнение с санитарными нормами

Невыполнение хотя бы одного критерия возвращает на этап выбора числа ступеней (пункт 3).

В рассматриваемом примере уровень акустической мощности и уровня шума на расстоянии 1 м от трубы уже удовлетворяли нормативным значениям (пункт 2).

Как будет показано в пункте 8 экспериментальной доводки, установка глушителя, даже состоящего из одной дроссельной шайбы, приводит к снижению уровня акустического давления. Как было показано в пункте 3, необходимое количество дроссельных шайб должно быть равным 5. Как показывают оптимизационные расчёты, увеличение количества дроссельных шайб приводит к дальнейшему снижению уровня акустической мощности (рисунок 4.26).

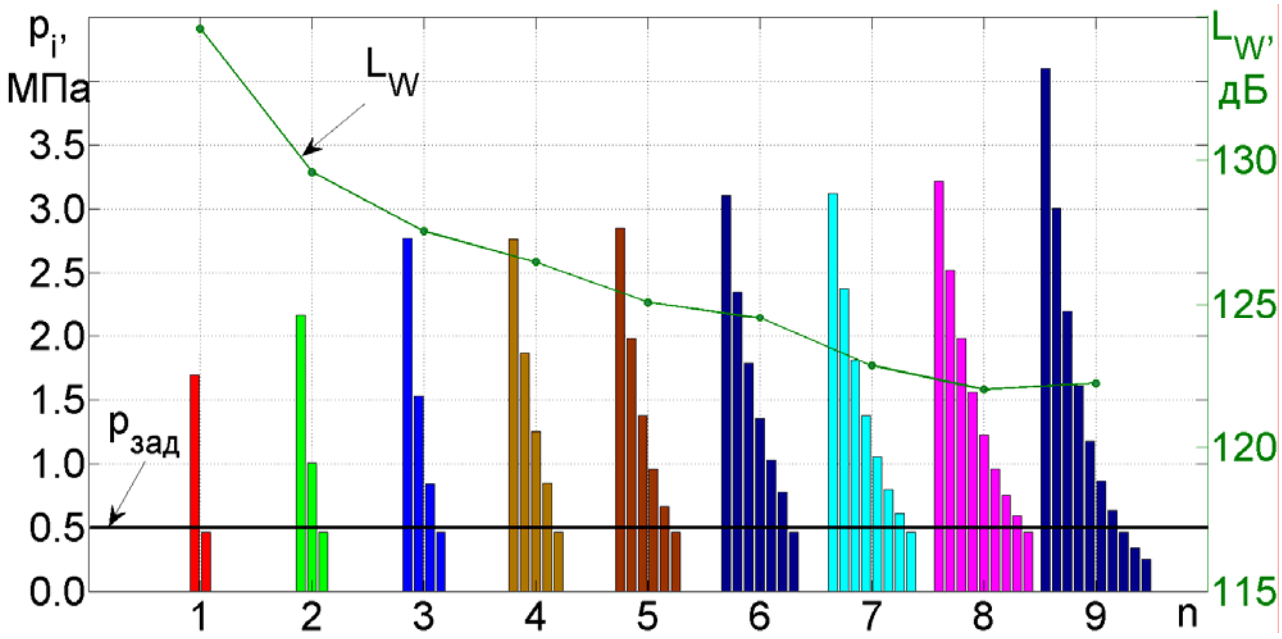


Рисунок 4.26 – Зависимость давлений в полостях системы p_i и уровня звуковой L_w мощности от количества дроссельных шайб n

Однако, как видно из рисунка 4.26 увеличение дроссельных шайб выше восьми недопустимо, так как вступает в действие наложенное ограничение по выходному давлению, то есть нарушается работоспособность системы.

При данных параметрах трубопроводной системы для достижения санитарных норм необходимо, чтобы уровень акустической мощности был равен L_w= 109 дБ. На рисунке 4.27 показано сравнение уровней звукового давления с санитарными нормами при снижении уровня акустической мощности до 109 дБ.

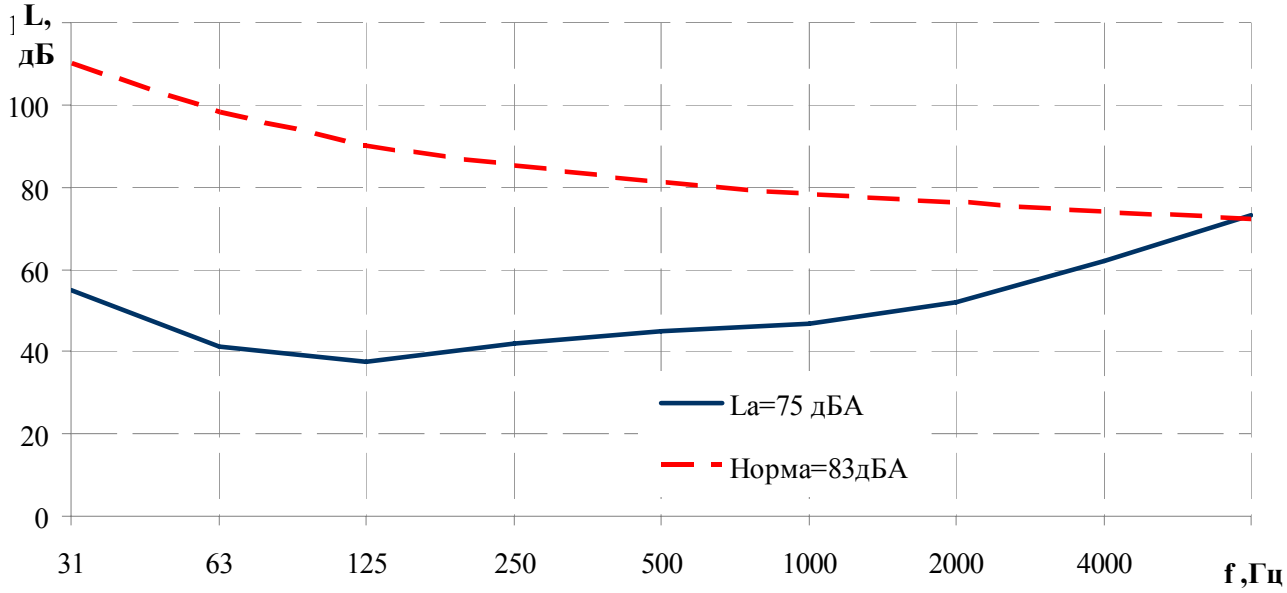


Рисунок 4.27 – Сравнение уровней звукового давления системы с глушителем с санитарными нормами

Таким образом, снижение уровня звуковой мощности до 109 дБ приведёт к снижению октавных уровней звукового давления до санитарных норм. Согласно проведённой оптимизации 8-ми ступенчатый глушитель позволит снизить уровень звуковой мощности до 122 дБ. Однако в расчёте не учитывались дополнительные возможности снижения шума такие, как разбиение потока дроссельной шайбы.

7) **Доводка элементов глушителя с помощью численного моделирования**

Рассмотрим влияние на акустические характеристики таких параметров, как количество отверстий, форма отверстий и расстояние между ними, которые не учитывались ранее. Такую оценку можно провести с использованием численного моделирования. Решение проводилось в трёхмерной постановке с использованием Ansys Fluent. Для решения задачи по определению акустических характеристик гасителя использовались следующие настройки: Решатель на основе давления (Pressure-Based) в стационарной постановке. Использовалась стандартная модель турбулентности k-e, со стандартными пристеночными функциями, с учётом эффектов сжатия и изменения вязкости от температуры [19, 123 , 139]. В процессе

расчёта производилось изменение числа куранта для стабилизации решения. Также, перед проведением серии расчётов опробовалась сетка с количеством элементов в 2 млн., однако она не давала стабильности результатов решения по расходу воздуха на выходе, сгенерировав сетку с количеством элементов 7 млн. расход на выходе стабилизировался. На рисунке 4.28 представлена расчётная сеточная модель, использовавшаяся при численном моделировании глушителя шума.

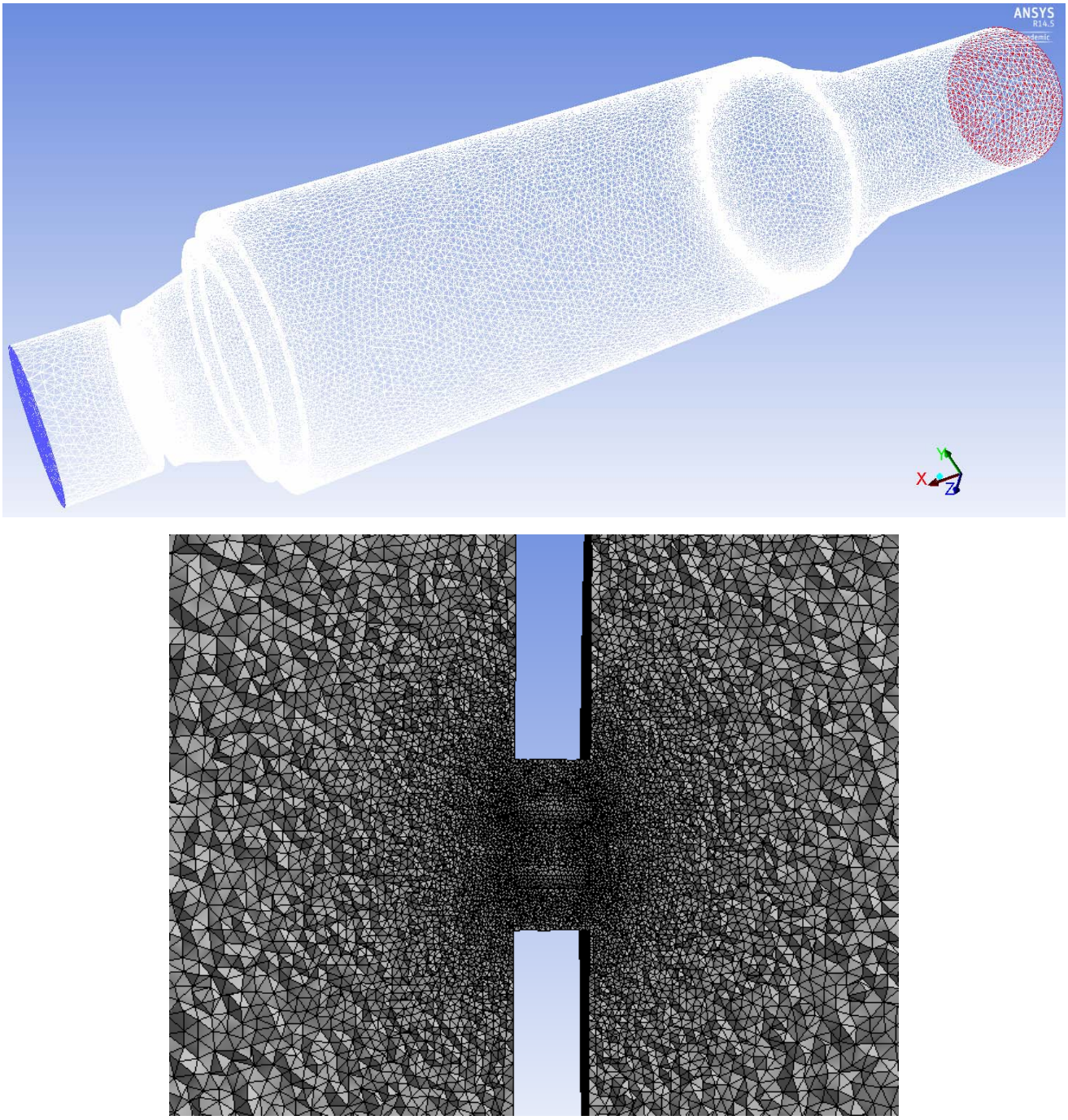


Рисунок 4.28 – Расчётная сеточная модель глушителя шума

Сеточная модель неструктурированная, скошенность менее 0,8. Процесс расчёта отслеживался при помощи мониторинговых файлов, в которых записывались значения расходов воздуха на входе и на выходе гасителя, а также значения средней акустической мощности по объёму и максимальной акустической мощности. Влияние количества отверстий, формы отверстия и расстояния между отверстиями рассмотрено на примере глушителя шума, состоящего из одной дроссельной шайбы. В качестве граничных условий выбраны температура рабочего тела, давление на входе и на выходе. Их значения взяты из результатов экспериментальных исследований, описанных в главе 6. В качестве граничных условий задавались следующие давления: на входе 1,1 МПа, на выходе 0,33 МПа.

По расчету двух конструкций глушителя шума с одним отверстием общей площадью равной 87,92 мм^2 и глушителя шума с семью отверстиями общей площадью равной 87,92 мм^2, были получены картины распределения акустической мощности, излучаемой при движении рабочего тела (рисунок 4.29 – 4.30).

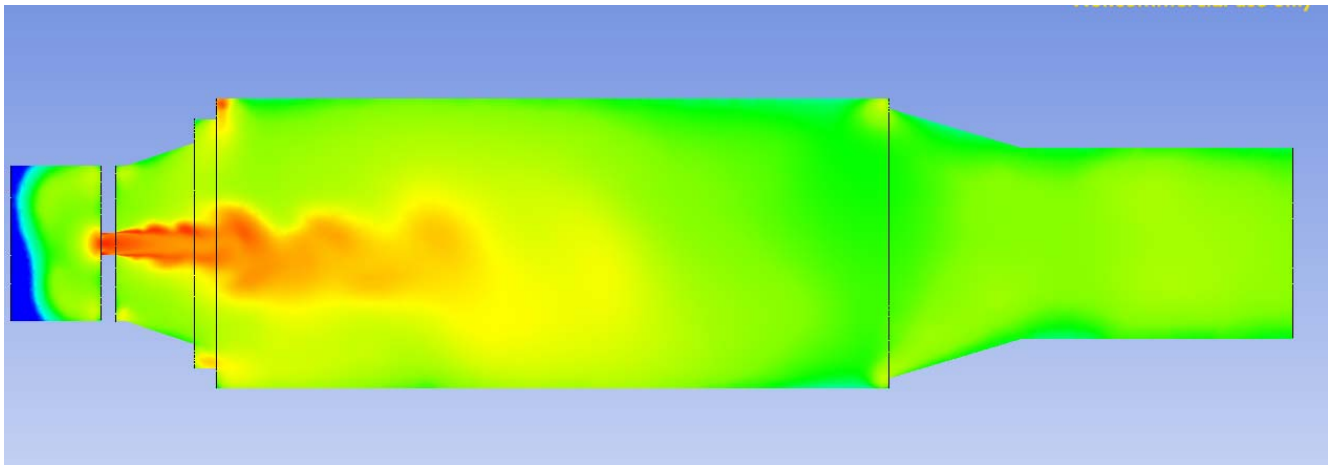


Рисунок 4.29 – Распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя с одним отверстием общей площадью равной 87,92 мм^2.

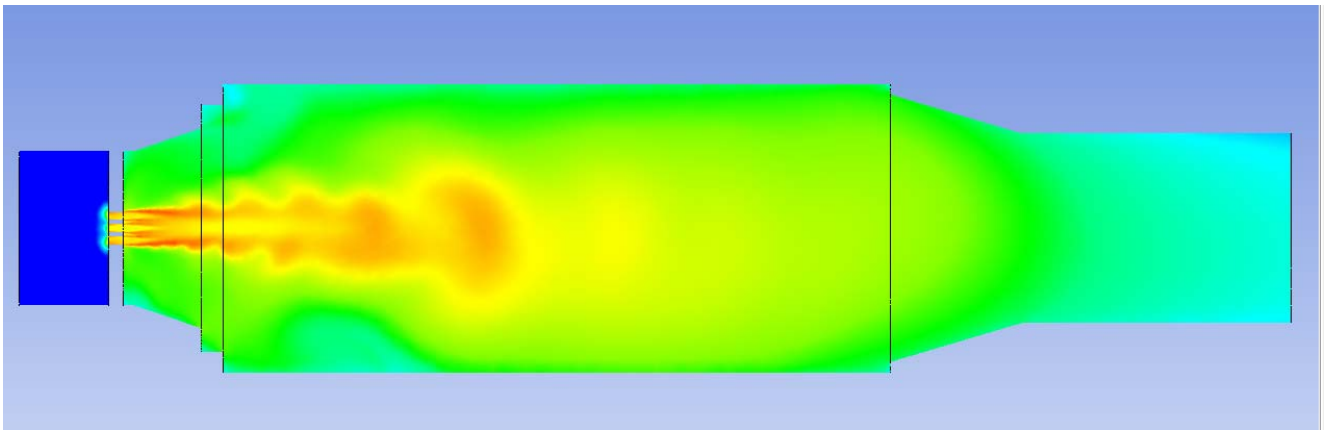
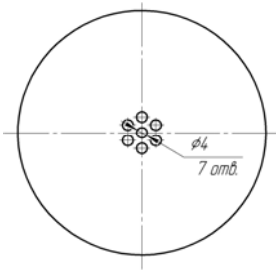
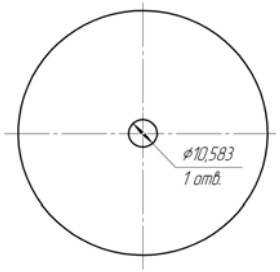


Рисунок 4.30 – Распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя с семью отверстиями общей площадью равной 87,92 мм^2.

На рисунках 4.29 – 4.30 можно увидеть, что максимальная акустическая мощность на выходе из отверстий шайбы и распределяется по сечению глушителя волнообразно, уменьшая своё максимальное значение по ходу потока.

В таблице 4.3 представлены результаты численного моделирования, где представлены значения уровня акустической мощности и расхода воздуха для двух конструкции глушителя.

Таблица 4.3 – Результаты численного моделирования

Отверстия	L_w^{cp}, дБ	G, кг/с
Семь отверстий диаметром 2 мм (S=87,92 мм^2) 	89	0,189
Одно отверстие диаметром 10.583 мм (S=87,92 мм^2) 	103	0,181

Максимальное значение, среднее по объёму, акустической мощности было выявлено у глушителя с одним отверстием равной 103 дБ, что на 14 дБ выше, чем у глушителя с семью отверстиями.

В связи с тем, что в результате расчета акустическая мощность была меньше у глушителя шума с семью отверстиями по сравнению с глушителем с одним отверстием, далее были произведены численные расчеты глушителя с семью отверстиями различной формы.

Рассмотрим влияние формы отверстий на уровень акустической мощности, генерируемой вытекающими из дроссельной шайбы струйками. В результате расчёта четырёх конструкций глушителя, состоящего из одной дроссельной шайбы с отверстиями в форме круга, диффузора, конфузора и квадрата, были получены картины распределения акустической мощности, излучаемой при движении рабочего тела.

На рисунке 4.31 показано распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя с круглыми отверстиями с диаметром 4 мм.

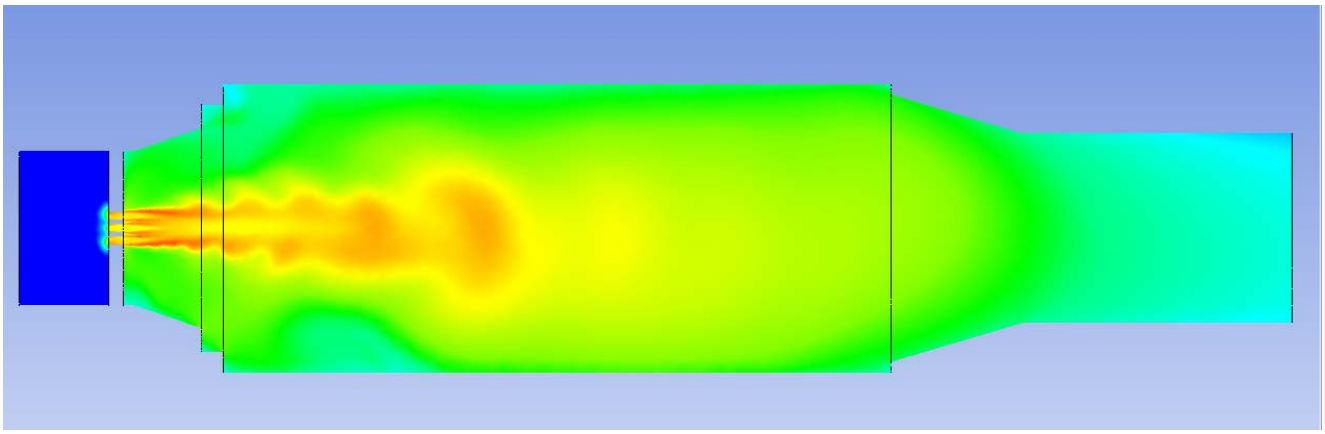


Рисунок 4.31 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя с круглыми отверстиями

Участок с максимальным значением акустической мощности расположен на выходе из отверстий шайбы. Акустическая мощность остаётся высокой в пределах расстояния около 20 калибров, а далее уменьшается.

На рисунке 4.32 показано распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя с отверстиями в форме диффузора с диаметром на входе 4 мм и на выходе 5,5 мм.

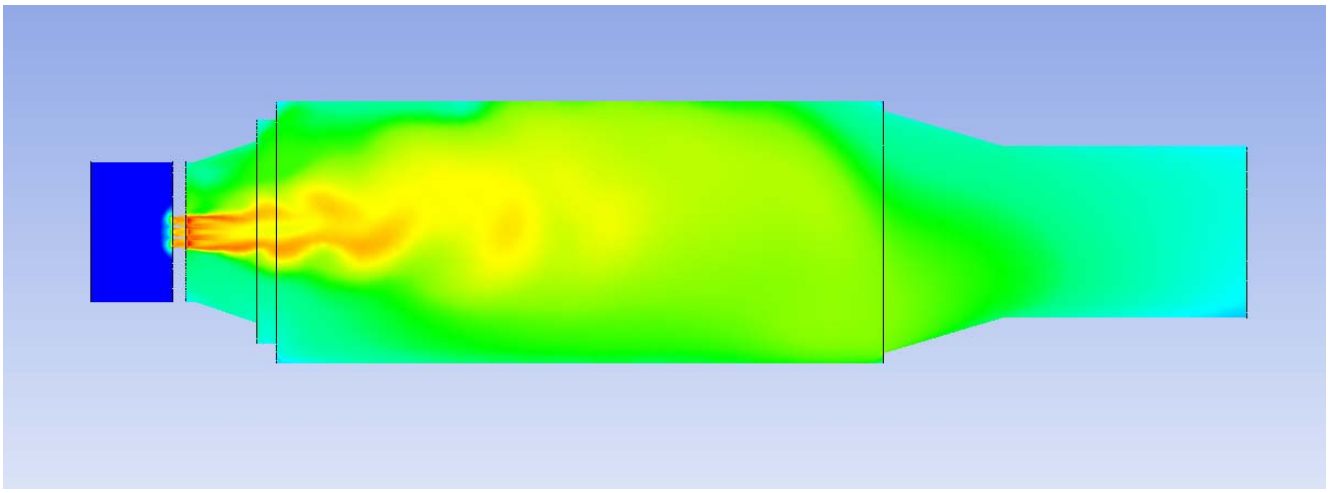


Рисунок 4.32 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя с отверстиями в форме диффузора

Участок с максимальным значением акустической мощности также расположен на выходе из отверстий шайбы Акустическая мощность остаётся высокой в пределах расстояния около 22 калибров, а далее уменьшается.

На рисунке 4.33 показано распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя с отверстиями в форме конфузора с диаметром на входе 5,5 мм и на выходе 4 мм.

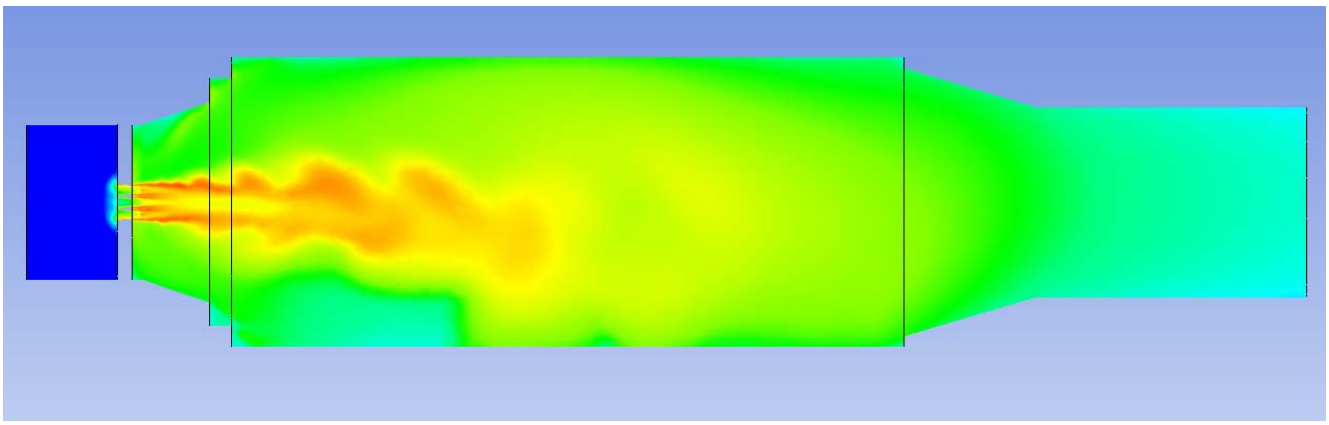


Рисунок 4.33 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя с отверстиями в форме конфузора

Участок с максимальным значением акустической мощности также расположен на выходе из отверстий шайбы. Акустическая мощность остаётся высокой в пределах расстояния около 24 калибров, а далее уменьшается.

На рисунке 4.34 показано распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя, с отверстиями в форме квадрата.

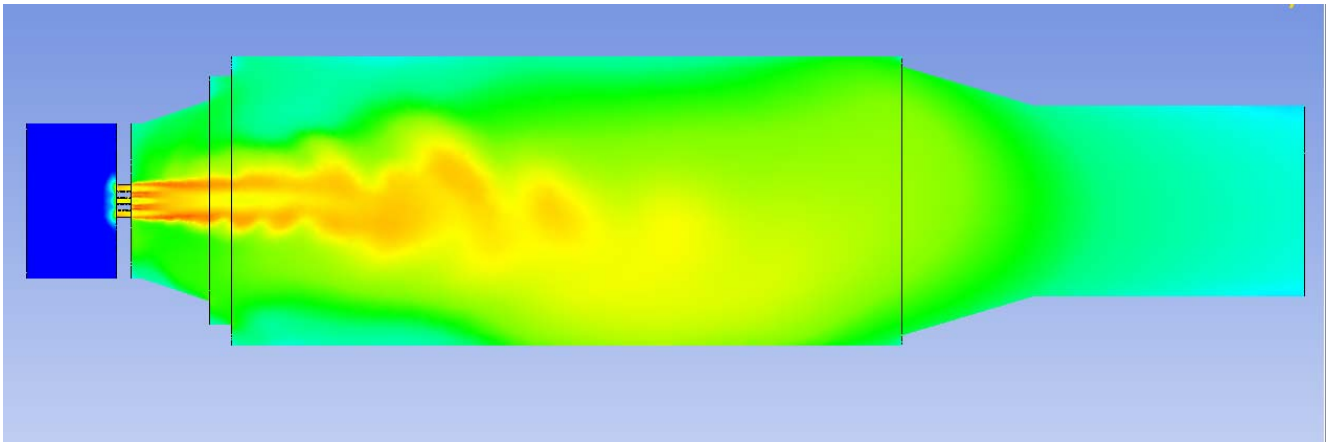


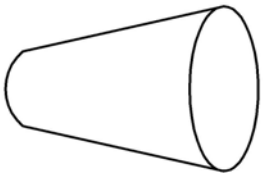
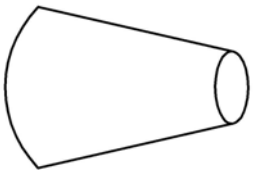
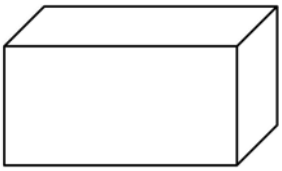
Рисунок 4.34 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя с отверстиями в форме квадрата

Участок с максимальным значением акустической мощности также расположен на выходе из отверстий шайбы. Основной участок струек, наиболее акустически интенсивный, имеет длину примерно 36 калибров.

На рисунках 4.31 – 4.34 можно увидеть, что источники с максимальной акустической мощностью на выходе из отверстий шайбы в совокупности имеют форму хлыста и распределяются по сечению глушителя волнообразно, уменьшая своё значение по ходу потока.

В таблице 4.4 представлены результаты численного моделирования - значения уровней акустической мощности (средней по объему) L_w^{cp} и расхода воздуха G для различных форм отверстий.

Таблица 4.4 – Результаты численного моделирования
(исследование форм отверстий)

Форма отверстия	L_w^{cp}, дБ	G, кг/с
Круглая	89	0,189
 Диффузор	90	0,194
 Конфузор	91	0,227
 Квадрат	89,5	0,19

Максимальное значение акустической мощности средней по объём было выявлено у отверстий в форме конфузора, а минимальное - у круглых отверстий. В зависимости от формы отверстия изменяется пропускная способность глушителя. Если принять за опорное значение расход рабочего тела через круглое отверстие, то расход через отверстие в форме конфузора увеличивается на 20,1%, а через квадрат увеличивается на 0,5 %.

При оптимизации глушителя это необходимо учесть с помощью коэффициента расхода. Требуемый расход газа, в свою очередь, определяется с помощью

выходного дросселя (определяется потребителем), сечение которого намного меньше сечения глушителя.

Следующим этапом был расчёт дроссельной шайбы с круглыми отверстиями, расположенными на различных диаметрах (рисунок 4.35).

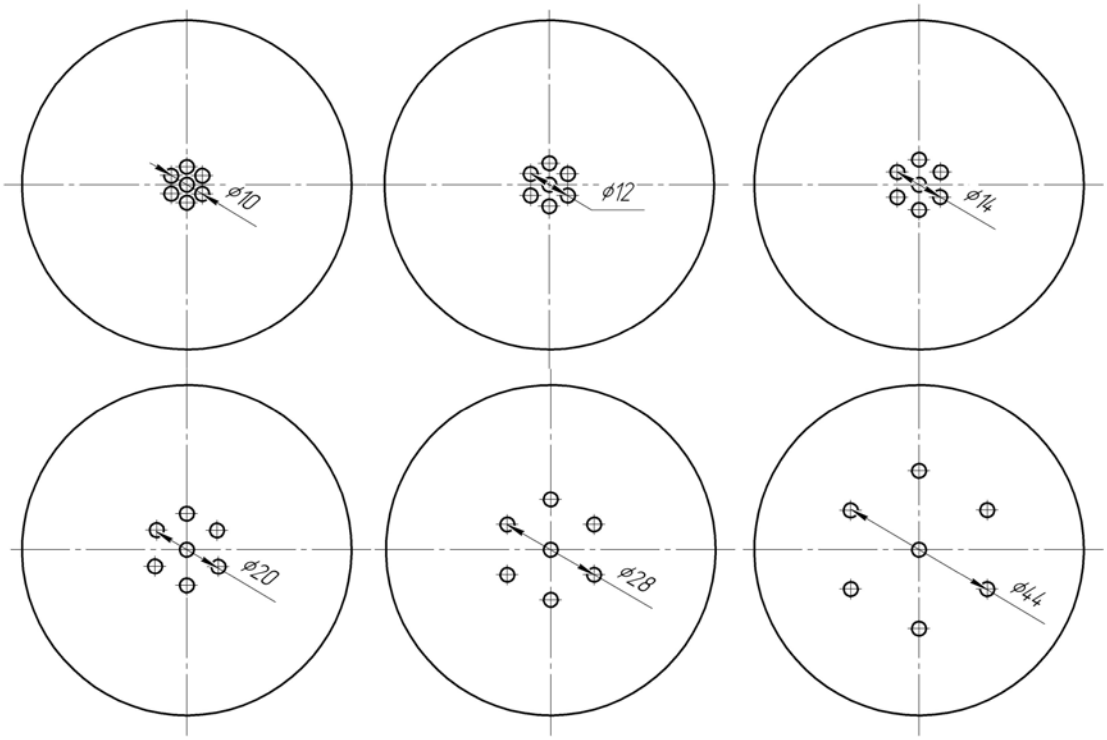


Рисунок 4.35 – Схема расположения отверстий на шайбе

На рисунках 4.36 – 4.41 показаны результаты расчетов распределения акустической мощности по продольному сечению глушителя с отверстиями в форме круга диаметром 4 мм, расположенных на различных диаметрах.

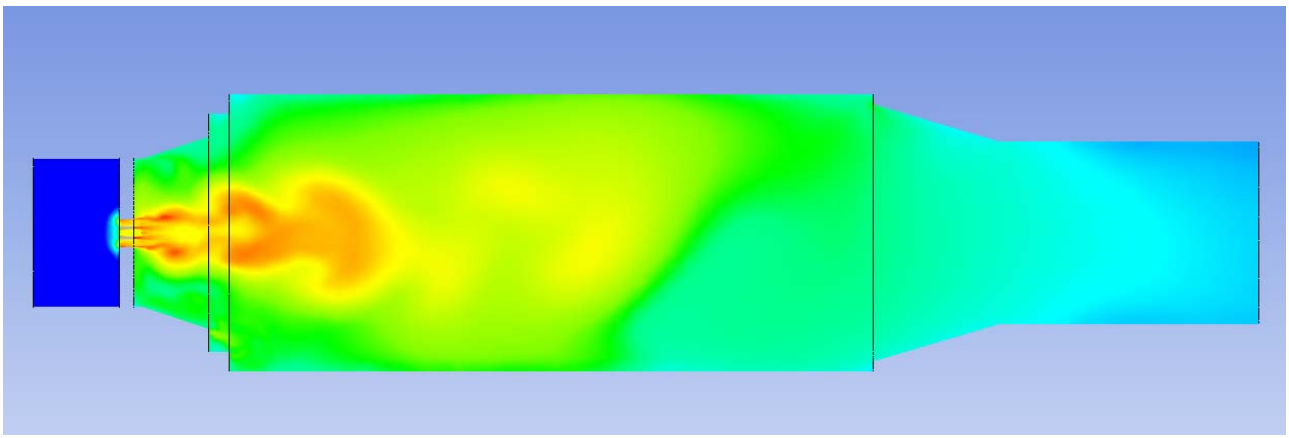


Рисунок 4.36 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя
с отверстиями, расположенными на диаметре 10 мм

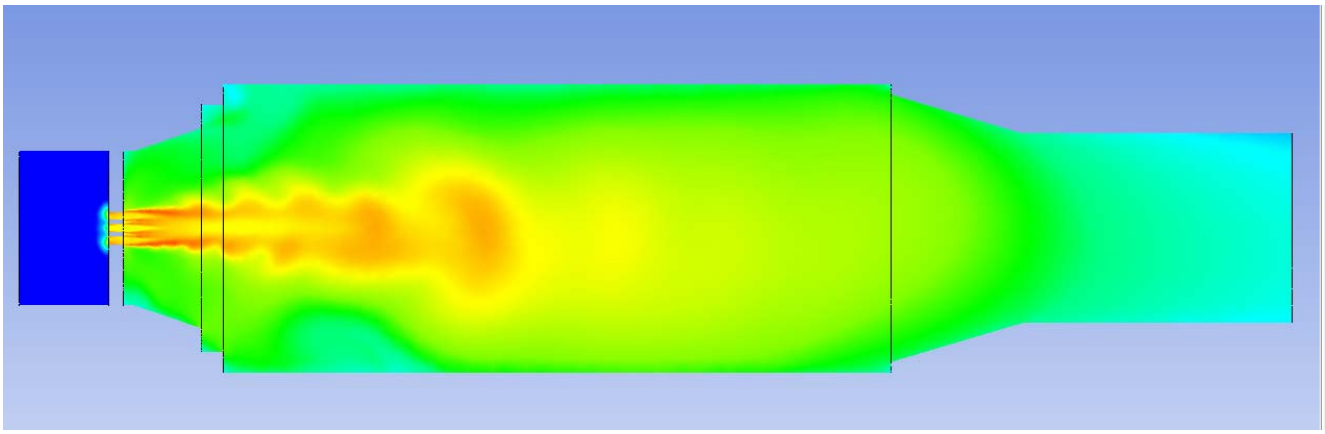


Рисунок 4.37 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя
с отверстиями, расположенными на диаметре 12 мм

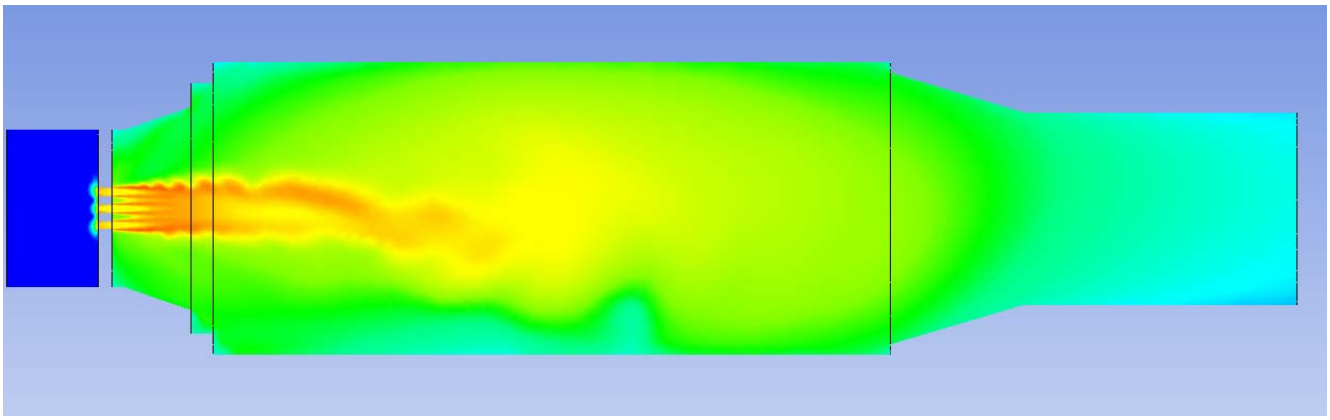


Рисунок 4.38 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя
с отверстиями, расположенными на диаметре 14 мм

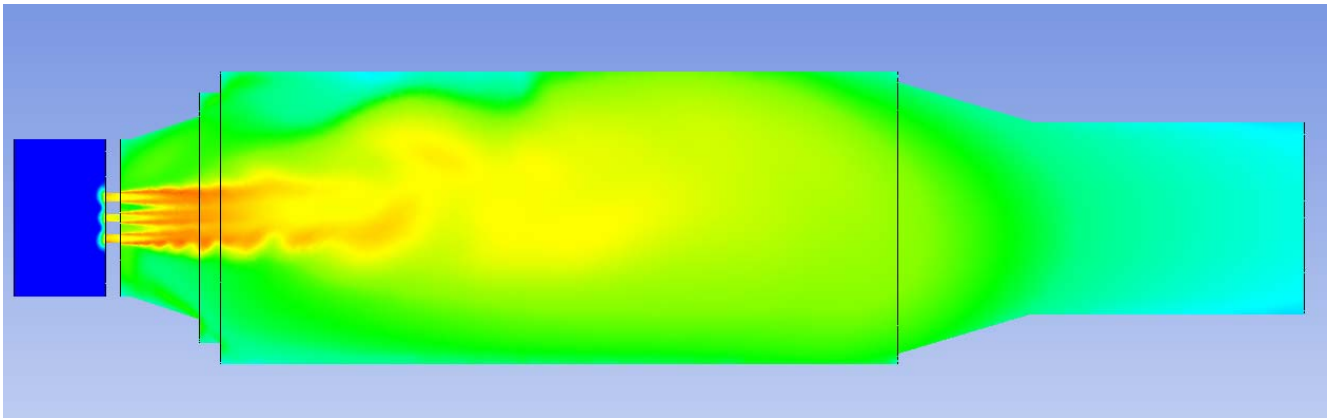


Рисунок 4.39 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя
с отверстиями, расположенными на диаметре 20 мм

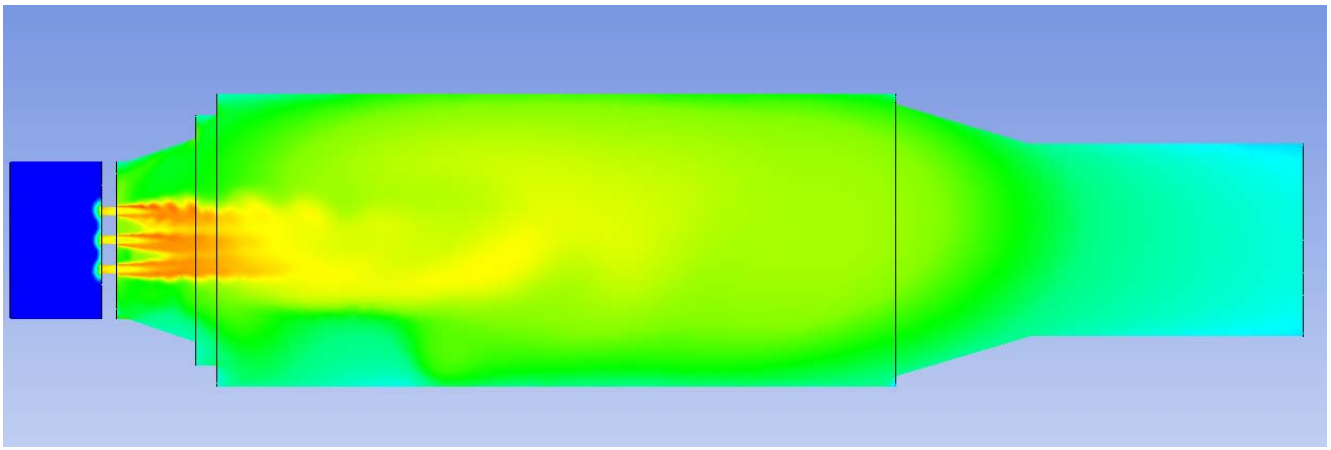


Рисунок 4.40 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя
с отверстиями, расположенными на диаметре 28 мм

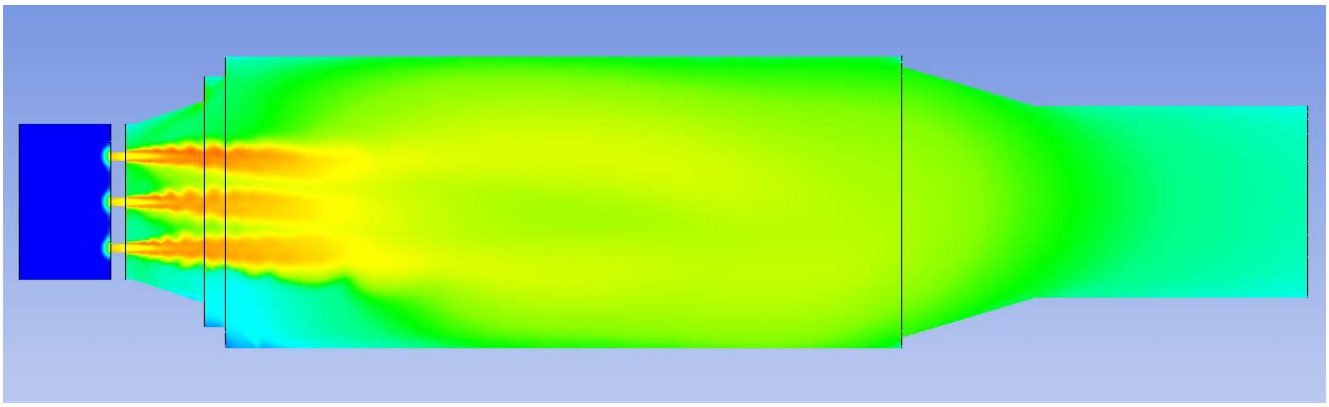


Рисунок 4.41 – Распределение акустической мощности
по продольному сечению глушителя
с отверстиями, расположенными на диаметре 44 мм

При расположении отверстий на диаметре 44 мм, струйки из отверстий вытекают практически независимо друг от друга. При расположении отверстий на диаметре 10 мм струйки вытекают из отверстий и находятся в сильном взаимодействии друг с другом, перемешиваясь по мере движения газа.

В таблице 4.5 представлены результаты численного моделирования - значения уровней акустической мощности средней по объёму и расхода воздуха для различных расстояний между отверстиями.

Таблица 4.5 – Результаты численного моделирования (исследование расстояния между отверстиями)

Конфигурация	L_w^{cp}, дБ	G, кг/с
Отверстия на диаметре 10 мм	82,7	0,189
Отверстия на диаметре 12 мм	89	0,189
Отверстия на диаметре 14 мм	88,8	0,188
Отверстия на диаметре 20 мм	88,3	0,188
Отверстия на диаметре 28 мм	88,5	0,186
Отверстия на диаметре 44 мм	90,9	0,187

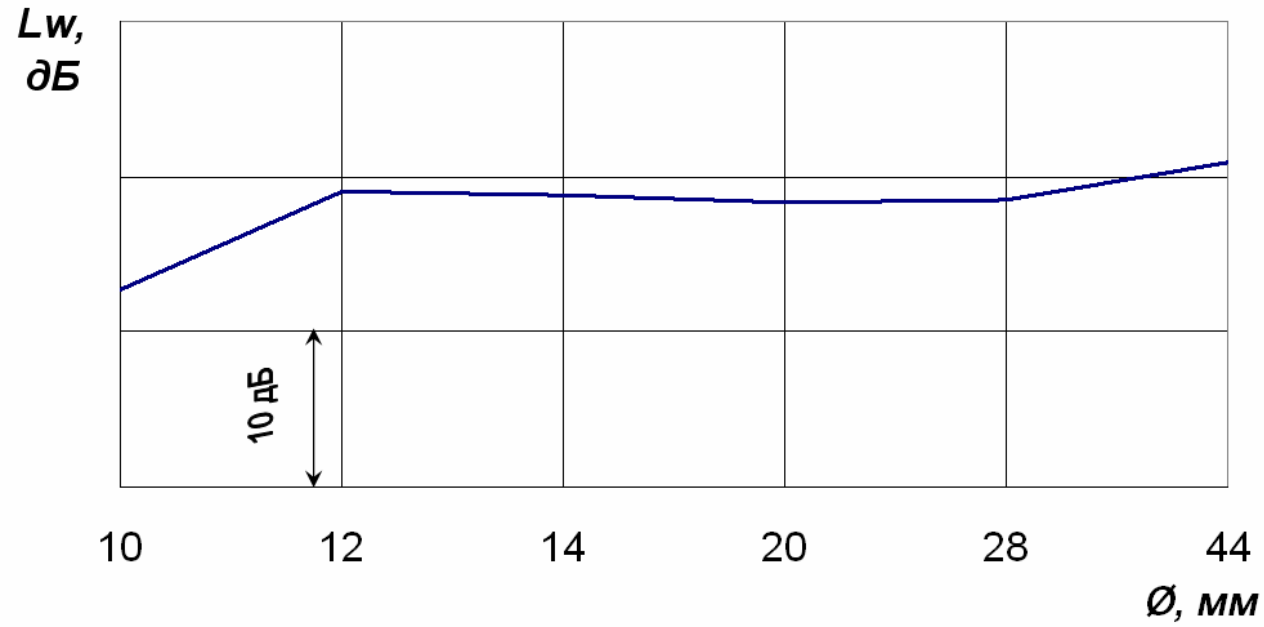


Рисунок 4.42 –Акустическая мощность средняя по объему
в зависимости от расположения отверстий на диаметре 10 - 44 мм

В результате численного расчёта дроссельной шайбы с расположенными отверстиями на расстояниях 10, 12, 14, 16, 20, 28 и 44 мм было установлено, что шайба с отверстиями на диаметре 10 мм генерирует наименьшую акустическую мощность (рисунок 4.42). Увеличение диаметра расположения отверстий до 12 мм привело к повышению значения акустической мощности на 6,3 дБ и к увеличению длины участка с максимальным значением акустической мощности до 44 ка-

либров. Дальнейшее увеличение диаметра расположения отверстий до 28 мм не приводит к значительному увеличению уровня акустической мощности по сравнению с конфигурацией, где отверстия расположены на диаметре 10 мм. Увеличение диаметра до 44 мм также приводит к увеличению уровня акустической мощности на 2,4 дБ. Уменьшение диаметра расположения отверстий ниже 10 мм невозможно, так как все отверстия сольются в одно.

Таким образом, проведенные расчёты позволяют сделать выводы, что использование дроссельных шайб с несколькими отверстиями с определенной конфигурацией позволяет добиться дополнительного акустического эффекта.

Численное моделирование в Ansys Fluent позволяет также сделать выводы о конструкции системы в целом. Например, ниже представлены результаты численного моделирования системы регулятор давления с глушителем при различных диаметрах выходного трубопровода. Для моделирования была выбрана конструкция регулятора давления РДПП-80-50 с глушителем. Результаты расчётов представлены на рисунках 4.43 и 4.44.

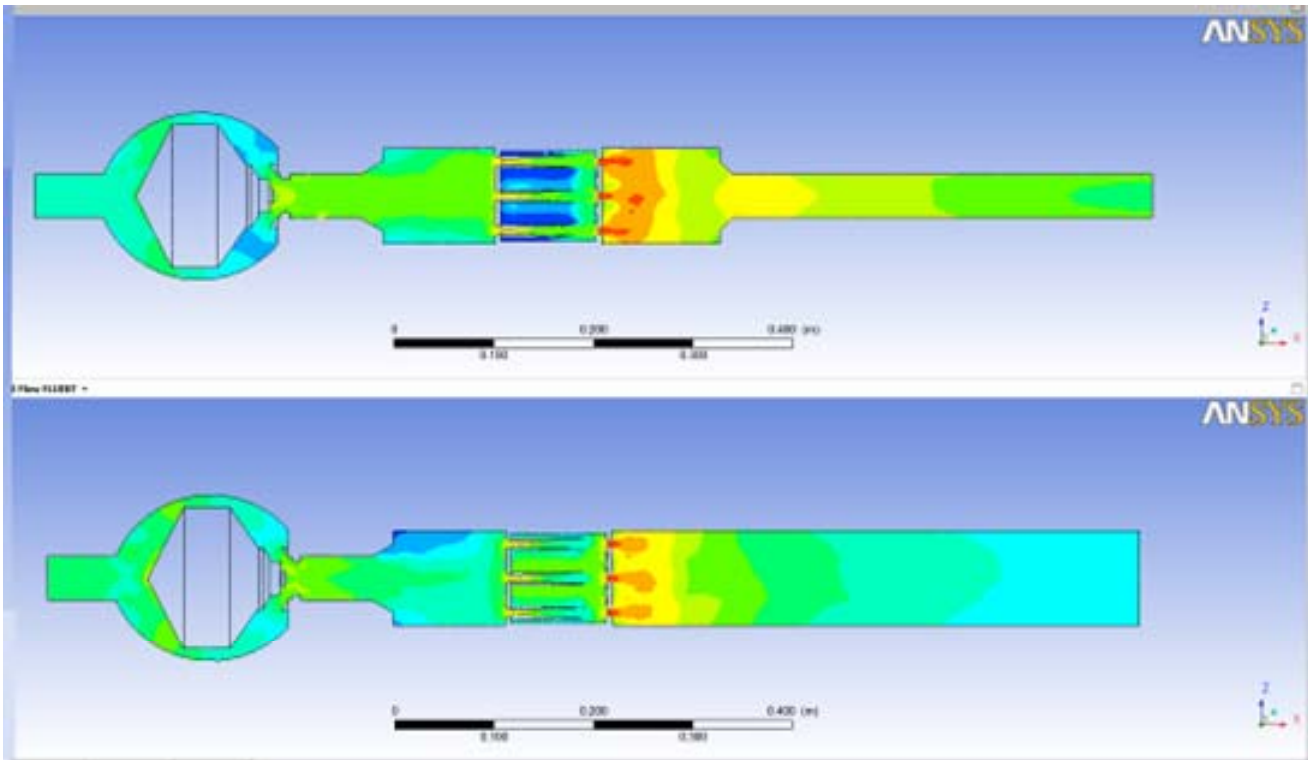


Рисунок 4.43 – Распределение акустической мощности по продольному сечению глушителя при различных диаметрах выходного трубопровода

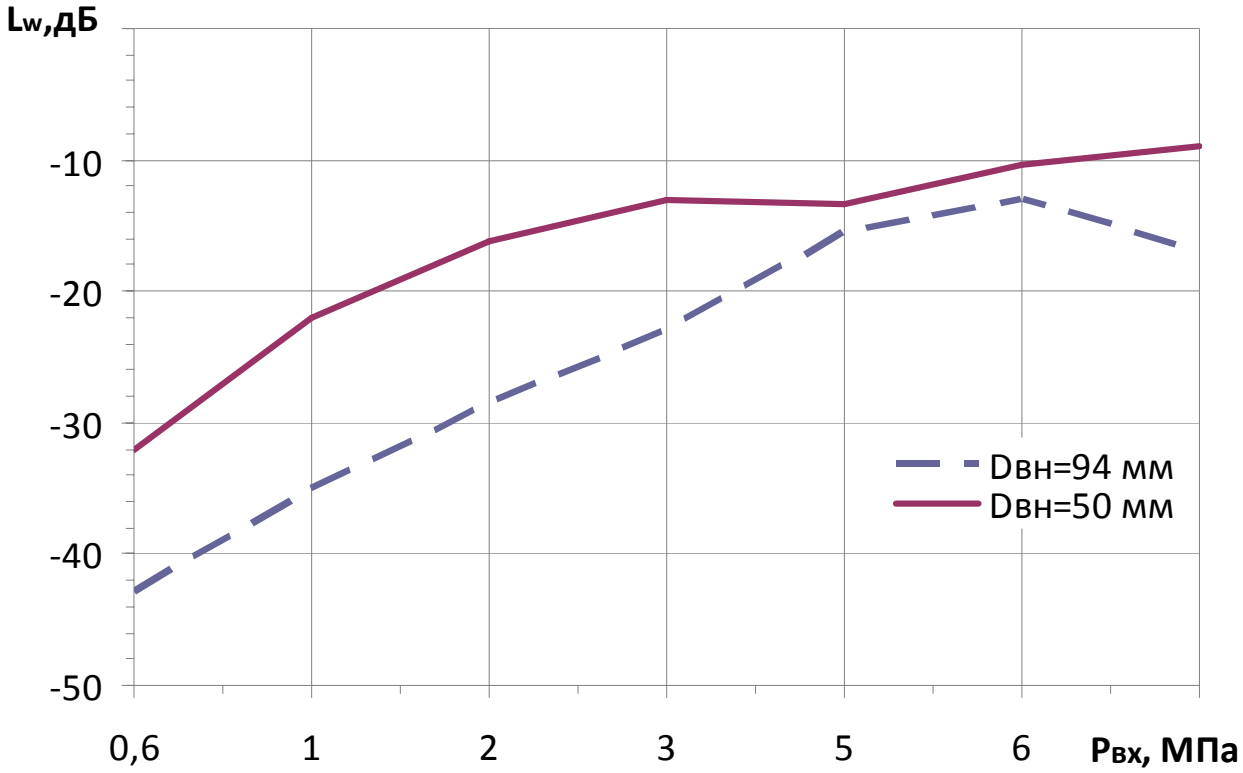


Рисунок 4.44 – Зависимость уровня акустической мощности
от входного давления для различных диаметров трубопровода

Из рисунка 4.44 видно, что, независимо от входного давления, уровень акустической мощности L_W средней по объему выше в системе с меньшим диаметром трубопровода на выходе, чем в системе с большим диаметром.

Используя результаты, полученные на предыдущих стадиях, необходимо переходить к созданию опытного образца глушителя шума и его экспериментальным исследованиям.

В диссертации не рассматривается этап проектирования опытного образца глушителя, указанный на рисунке 4.1.

8) Экспериментальные исследования и доводка глушителя

На рисунке 4.45 представлены экспериментальные данные уровня звукового давления на расстоянии 1 м от трубопровода в зависимости от безмерного перепада давления на глушителе, состоящего из одной дроссельной шайбы.

На кривой, представленной на рисунке, наблюдаются минимум уровня шума, соответствующий расчётным данным (при относительной площади дроссельной шайбы $\overline{S_1} = 1{,}25$ % , безразмерный перепад давления $\overline{\Delta p_{гл}} = 17\%$). При этом трубопровод перестаёт быть под воздействием опасных акустических нагрузок.

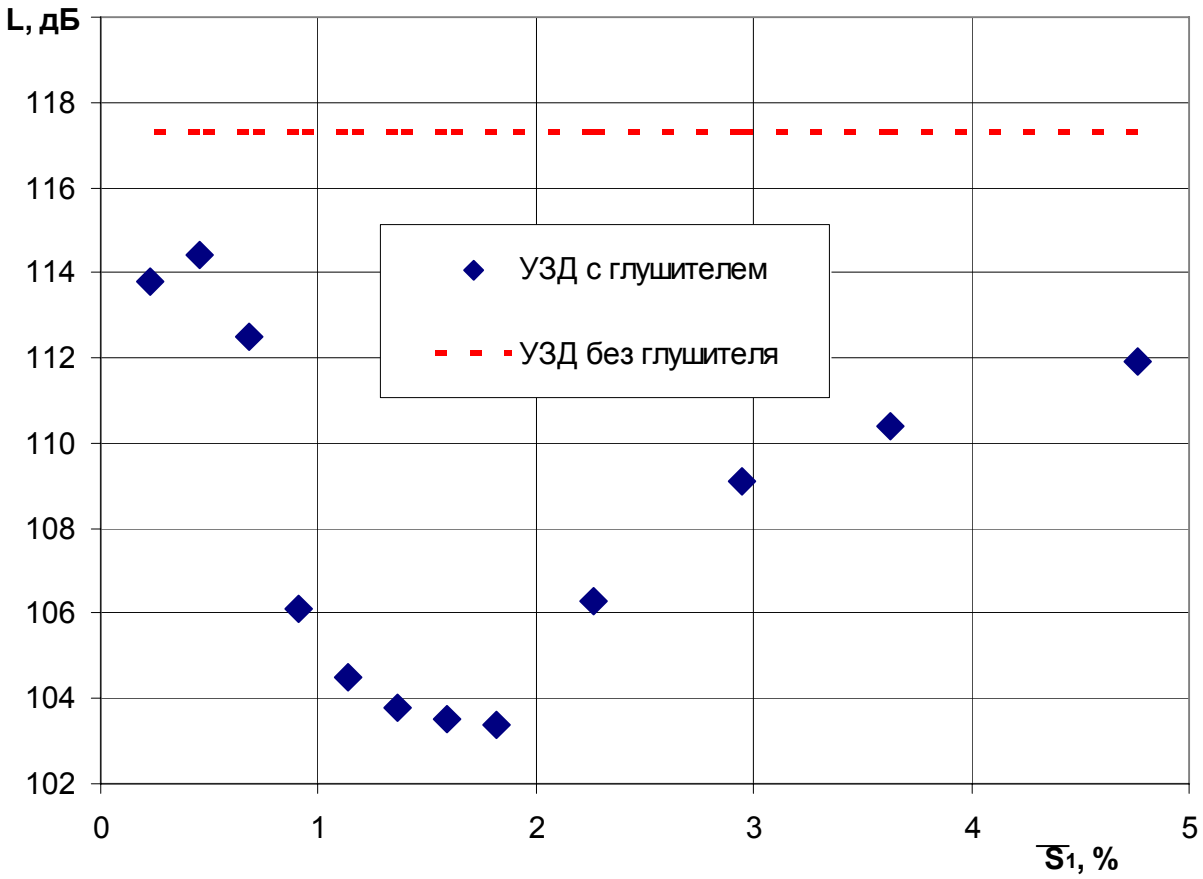


Рисунок 4.45 – Зависимость уровня звукового давления L от безразмерной площади проходного сечения дроссельной шайбы $\overline{S_1}$

На рисунке 4.46 приведены уровни звукового давления (УЗД) в третьоктавных полосах частот, полученные при измерении шума регулятора давления без глушителя и с двумя разными конструкциями глушителя.

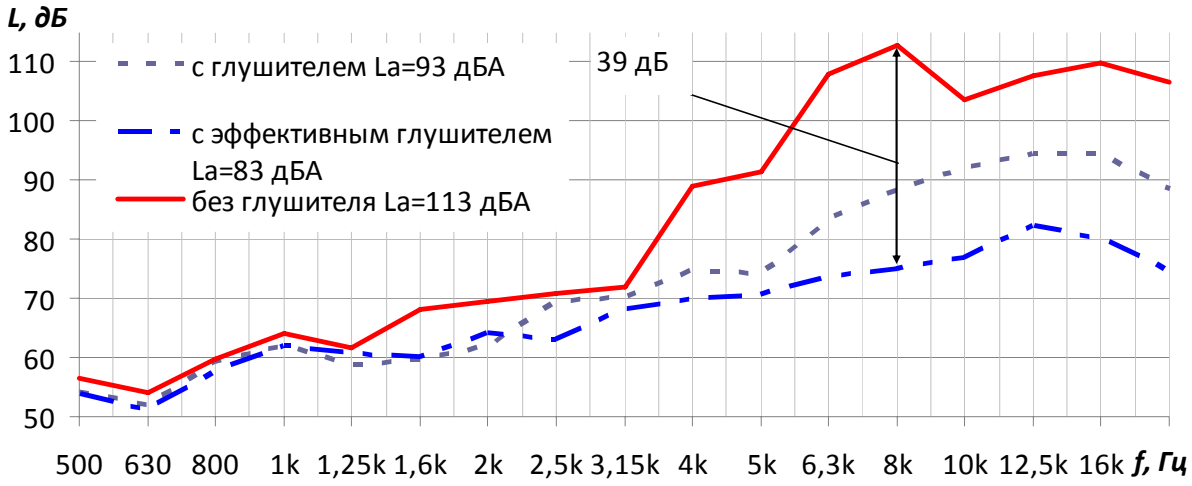


Рисунок 4.46 – Частотная зависимость уровня звукового давления системы с глушителем шума

Их анализ показывает, что с использованием разработанного метода определения характеристик и параметров глушителей можно существенно снизить шум на частотах от 630 Гц. При этом перепад давления остаётся соизмеримым для обоих глушителей, а эффективность глушителя шума регулятора давления РДПП 80 -50М достигает 39 дБ в третьоктавной полосе частот 8 кГц и 30 дБА.

Для регулятора давления природного газа из-за наличия в транспортируемом носителе парафинов, одорантов и других частиц невозможно применение пористых звукопоглощающих материалов (таких как спечённая бронза, пористый алюминий и МР). Но для доводки эффективности глушителя до достижения санитарных норм возможно применение «хонейкомба», который сглаживает пульсации давления, образовавшиеся после прохождения рабочего тела через дроссельные шайбы. На рисунке 4.47 показаны уровни звукового давления эффективного глушителя шума регулятора давления газа, созданного с применением разработанного метода в сравнении с санитарными нормами.

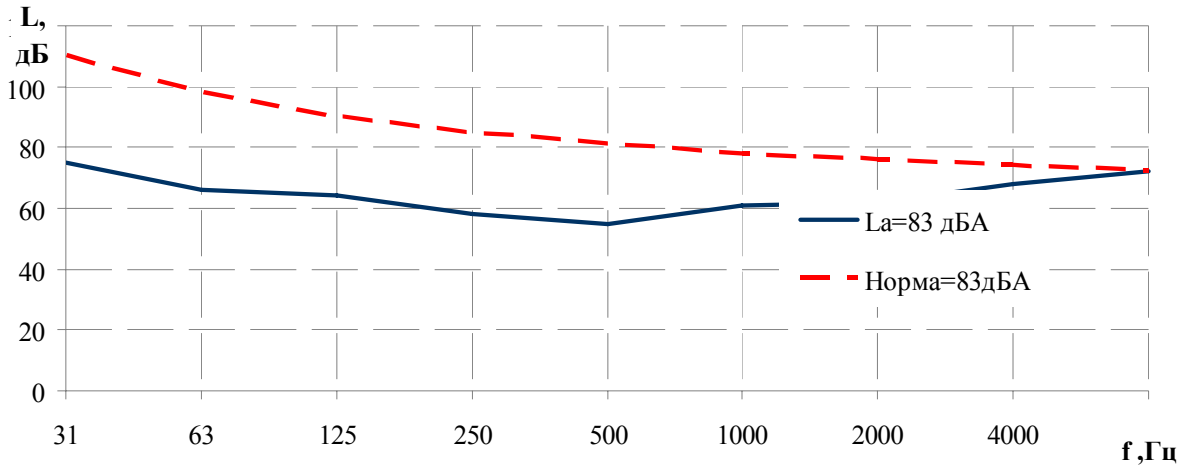


Рисунок 4.47 – Сравнение уровня звукового давления системы с эффективным глушителем шума с санитарными нормами

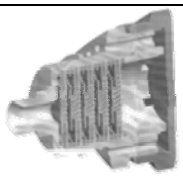
Таким образом, разработан метод определения акустических и функциональных характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, учитывающий характеристики системы, в которой он установлен, который позволяет выбирать и оптимизировать параметры глушителя с точки зрения минимизации акустической мощности с учётом наложенных ограничений. Представлен пример определения характеристик и параметров глушителей аэродинамического шума регулятора давления газа РДПП 80 – 50 М на основе разработанного метода. По известным исходным данным рассчитан уровень акустической мощности и уровень звукового давления в расчётной точке. Проведена оценка прочностного состояния системы и её соответствия санитарным нормам. Проведён расчёт количества ступеней глушителя. По упрощённой модели рассчитаны давления во всех полостях системы и суммарная акустическая мощность. Проведена оптимизация площадей проходного сечения глушителя. Рассчитаны динамические характеристики системы с глушителем. Проведено численное моделирование акустических характеристик дроссельной шайбы в различных исполнениях. Санитарные нормы и прочностные критерии (как по уровню внутренней акустической мощности, так и по уровню звукового давления) достигаются комплексом мероприятий с использованием методов оптимиза-

ции и экспериментальной доводки.

Подробнее результаты экспериментальных исследований глушителей шума пневматических и газотранспортных систем представлены в главе 6.

Разработанный метод был использован при создании ряда технических объектов, представленных в таблице 4.6 и внедрён на предприятиях (см. приложение).

Таблица 4.6 - Технические объекты исследования

№	Наименование	Внешний вид	Что выполнялось
1	Глушитель шума выхлопа пневматической системы		Моделирование акустических и динамических процессов. Экспериментальные исследования. Внедрение на АвтоВАЗ, СеАЗ и СЗТС.
2	Глушитель шума пневматического регулятора давления		Численное моделирование. Оптимизация параметров глушителя. Экспериментальные исследования.
3	Глушитель шума регулятора давления природного газа		Оптимизация параметров глушителя. Численное моделирование. Экспериментальные исследования. Внедрение на ООО «Газпром трансгаз Самара».
4	Глушитель шума пневматической шлифовальной машины		Использование в глушителе материала МР. Расчёт пропускной способности глушителя. Экспериментальные исследования. Внедрение на ФГУП ГНП РКЦ "ЦСКБ - Прогресс".
5	Глушитель шума выхлопа стендового оборудования		Использование в глушителе материала МР. Экспериментальные исследования. Внедрение на ФГУП ГНП РКЦ "ЦСКБ - Прогресс".

5 КОНСТРУКЦИИ ГЛУШИТЕЛЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА

В зависимости от назначения системы (пневматическая или газотранспортная система) глушитель встраивается в систему непосредственно рядом с источником шума или им закрывают выхлопное отверстие. И в том и другом случае приближение места установки глушителя увеличивает его эффективность.

В главе рассмотрены вопросы разработки конструкций глушителей аэродинамического шума пневматических и газотранспортных систем. Для их разработки использованы результаты, полученные в главах 2,3 и 4.

Разработаны следующие глушители аэродинамического шума:

1) глушитель шума пневматического регулятора давления Camozzi MX 3-1;

2) глушитель шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования;

3) глушитель шума выхлопа пневматического испытательного стенда;

4) глушитель шума регулятора давления газа РДПП 80-50 М;

5) глушитель шума пневматической шлифовальной машины.

5.1 РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С РЕГУЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ CAMOZZI MX3-1

Регуляторы давления – это одна из наиболее востребованных разновидностей запорно-регулирующей арматуры, входящей в состав пневматических, газотранспортных и других систем. Вместе с тем они же являются наиболее технически сложными техническими объектами таких систем. Регуляторы давления могут быть предохранительными или редукционными (понижающими). Редукционные регуляторы предназначены для поддержания заданного давления в трубопроводе на выходе независимо от расхода рабочего тела. Как было показано в главе 1, регуляторы давления являются источниками шума в газораспределительной станции (ГРС), входящей в состав газораспределительной системы.

Для отработки глушителей шума для регуляторов давления ГРС был создан опытный образец глушителя шума пневматического регулятора давления.

Однако регулятор относится к регуляторам прямого действия, и ему присуща ошибка регулирования (статическая ошибка), зависящая от расхода рабочего тела (рисунок 5.1).

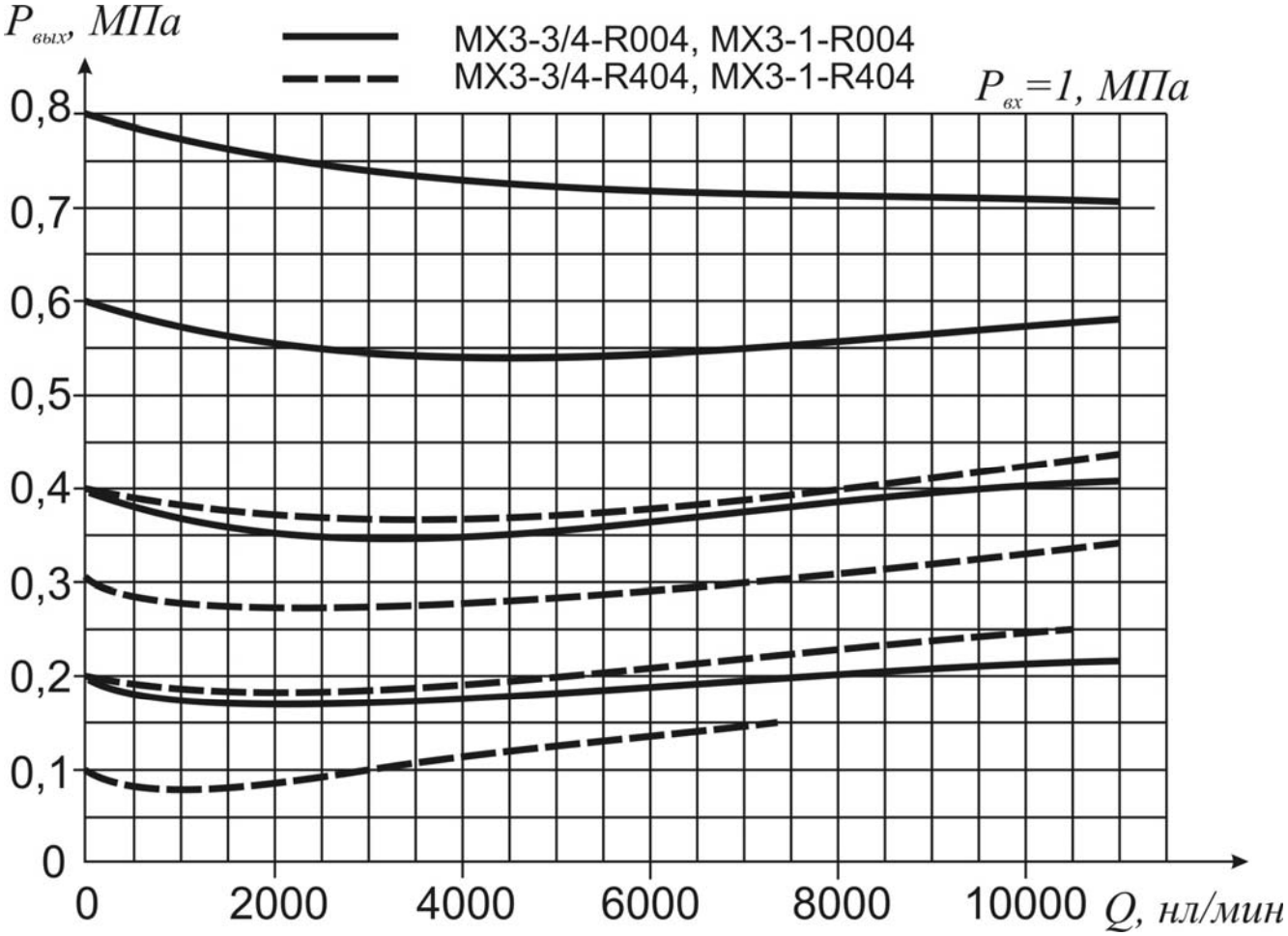
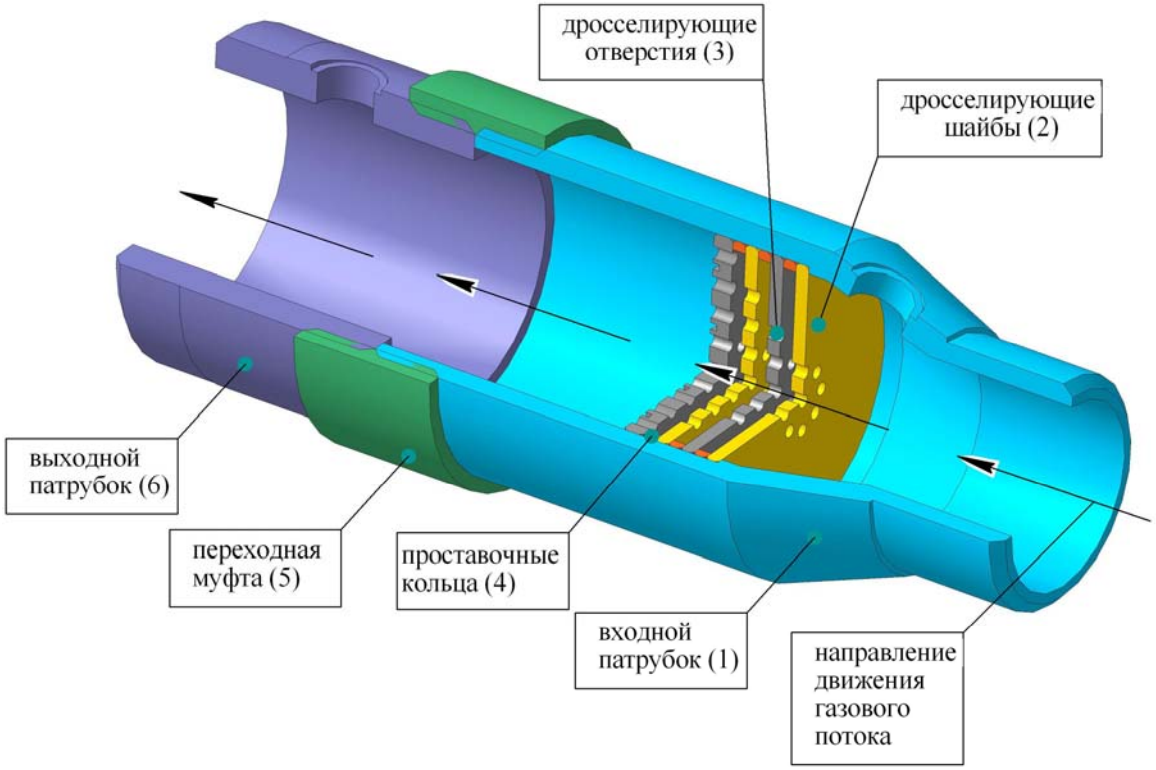


Рисунок 5.1 – Зависимость давления на выходе регулятора от расхода воздуха

Для снижения шума регулятора давления применяют специальные глушители шума, которые представляют собой совокупность дроссельных шайб. Очевидно, что установка таких устройств может привести к нарушению нормальной работы регулятора. Поэтому необходимо не только моделирование, но и экспериментальные исследования динамических процессов в регуляторе.

Трёхмерная модель опытного образца глушителя шума пневматического регулятора изображена на рисунке 5.2.



1 - входной патрубок; 2 – дросселирующая шайба;

3 – дросселирующие отверстие; 4 – проставочное кольцо; 5 – корпус;

6 – выходной патрубок.

Рисунок 5.2 – Трёхмерная модель опытного образца глушителя шума

На рисунке 5.3 представлены эскизы деталей глушителя шума воздушного регулятора давления. Внешний вид опытного образца глушителя шума пневматического регулятора давления представлен на рисунке 5.4. В глушителе предусмотрены технологические отверстия под датчики давления и фитинги для отвода давления по гибким шлангам на манометры.

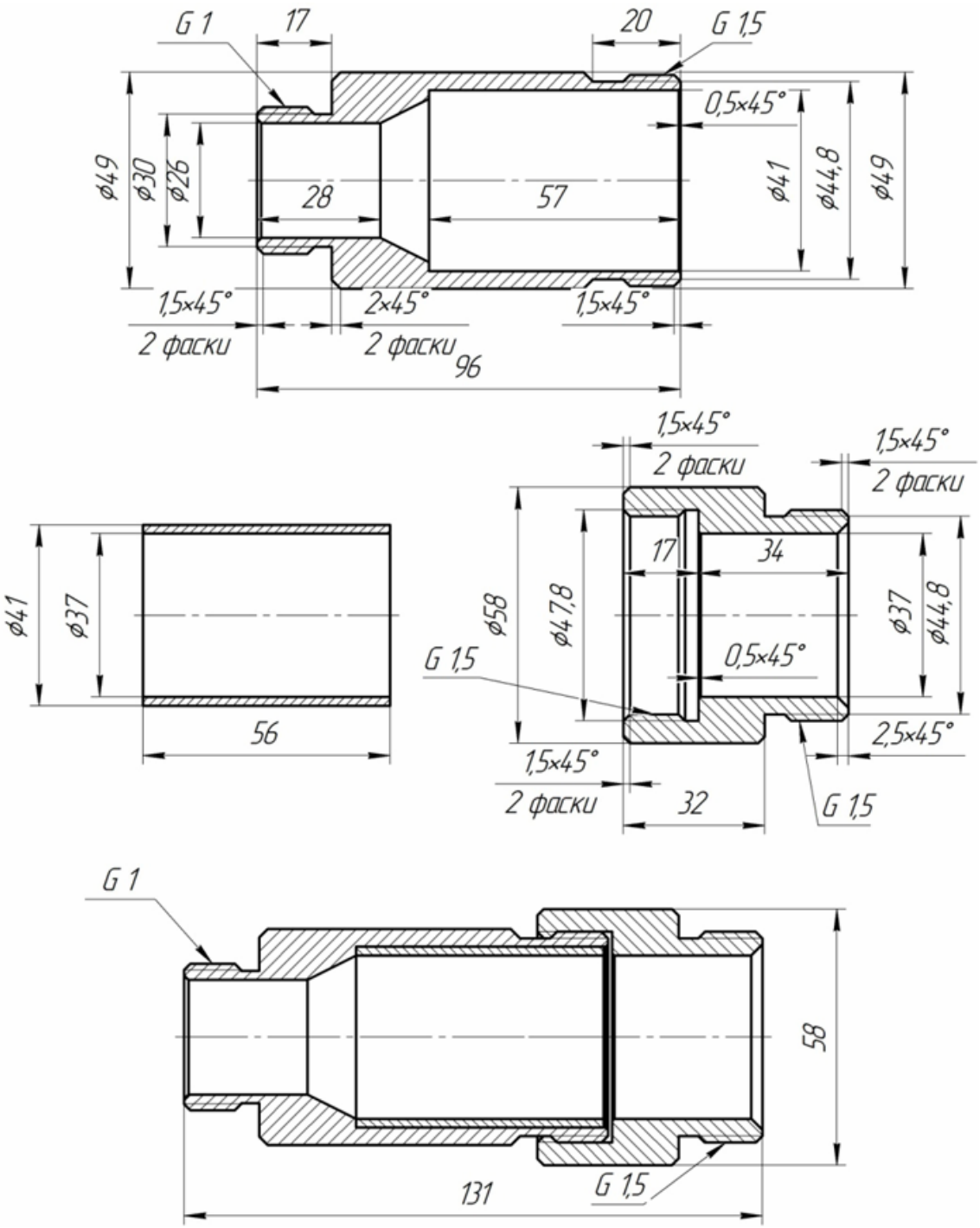


Рисунок 5.3 – Эскизы деталей и опытного образца глушителя шума

Достоинством предлагаемой конструкции является возможность перестраивать параметры глушителя шума заменой шайб и проставочных колец между ними. Эти детали имеют простую конструкцию, и их количество и геометрические размеры могут варьироваться в широких пределах и изменять относительную пропускную площадь дроссельных шайб и их количество, объём демпфирующих камер и их число.

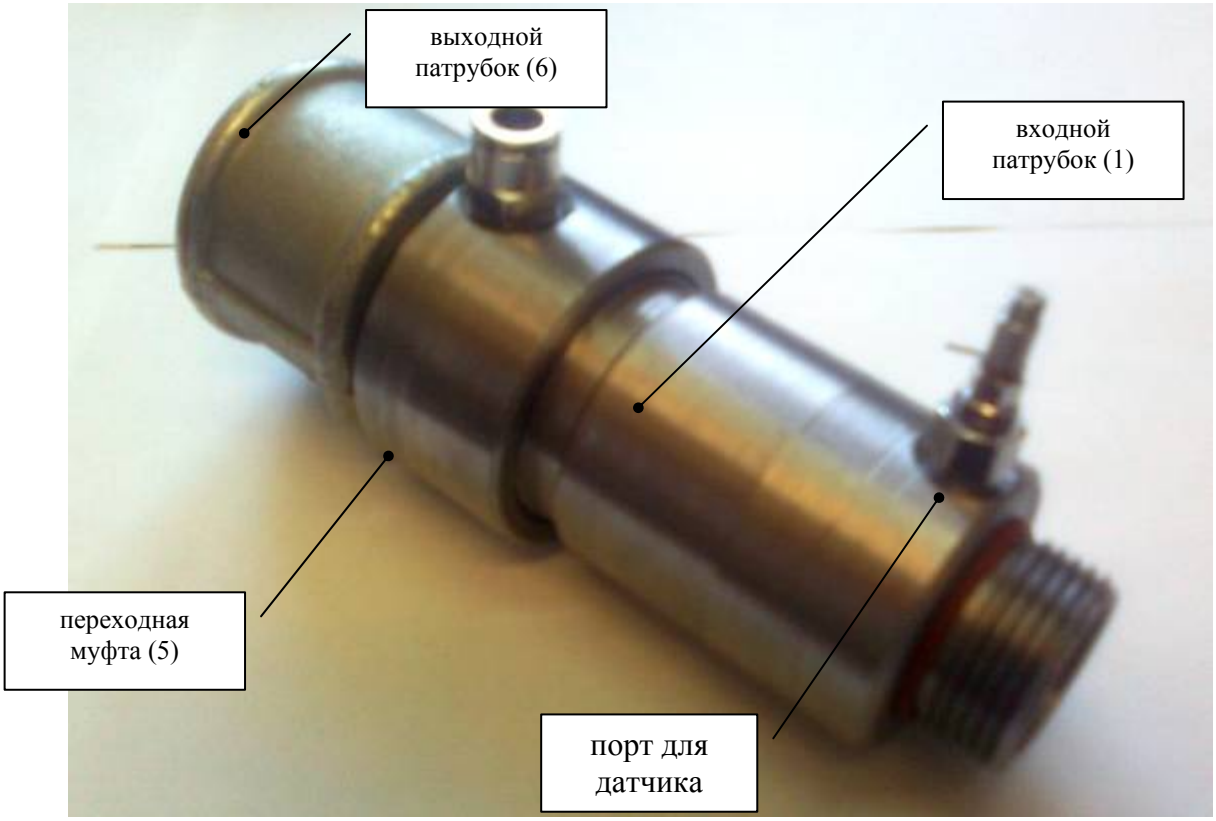


Рисунок 5.4 – Внешний вид опытного образца глушителя шума пневматического регулятора давления

На рисунке 5.5 представлены дроссельные шайбы, используемые при экспериментальных исследованиях глушителя.

Глушитель работает следующим образом. После дросселирования в регуляторе давления газ (воздух) поступает во входной патрубок глушителя. В потоке присутствуют турбулентные пульсации давления, возникшие при прохождении газа через регулятор давления или клапан. Затем поток попадает на систему из дроссельных шайб с отверстиями малого диаметра и образуемых между ними, за счёт проставок, полостей. Суммарная площадь отверстий в каждой шайбе выбирается на основании предложенного метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей с точки зрения минимизации акустической мощности, излучаемой системой. При установленном глушителе перепад давления на регуляторе заметно меньше, чем первоначальный, за счёт чего также происходит снижение шума.

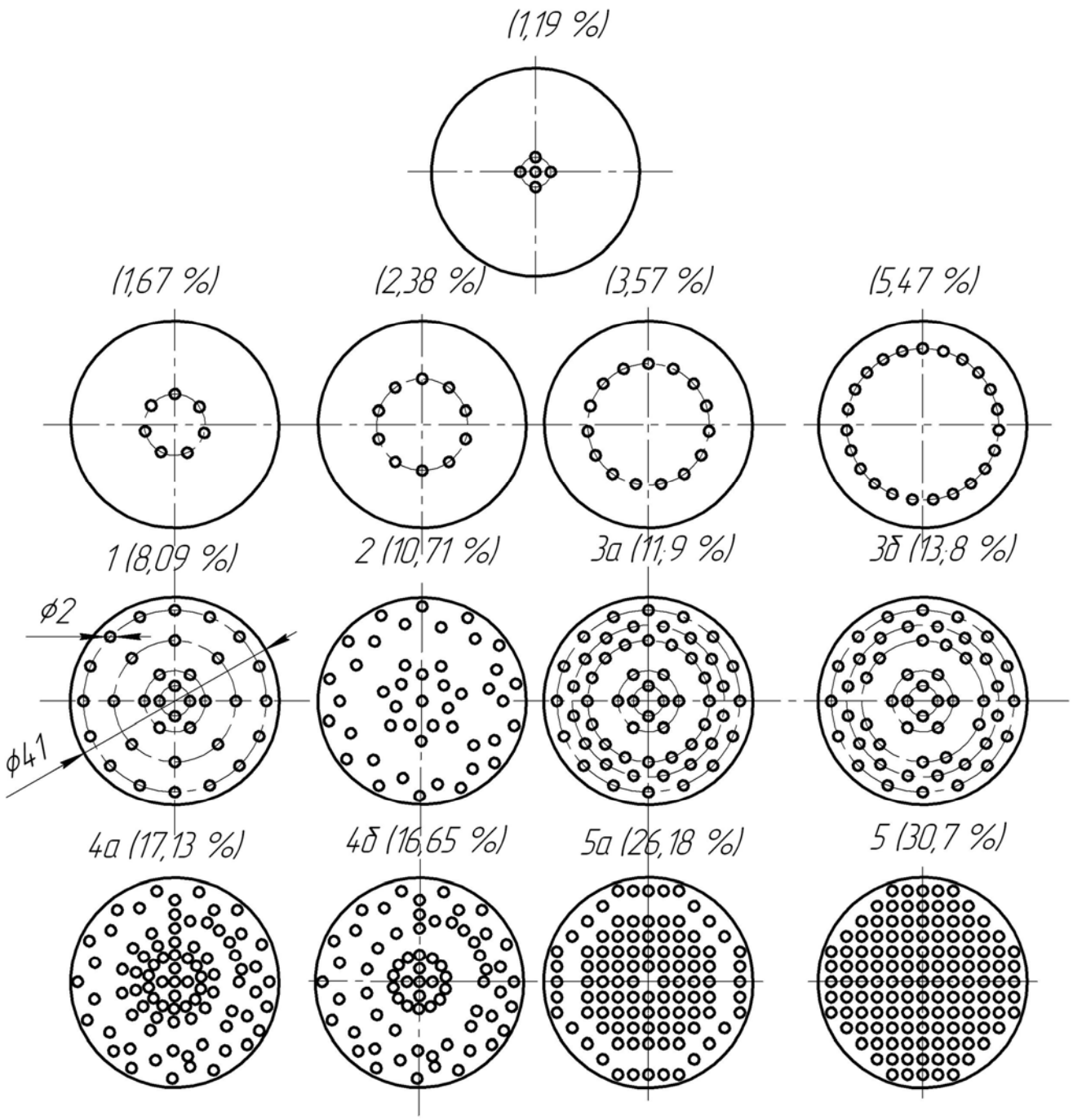


Рисунок 5.5 – Дроссельные шайбы, использовавшиеся в исследованиях

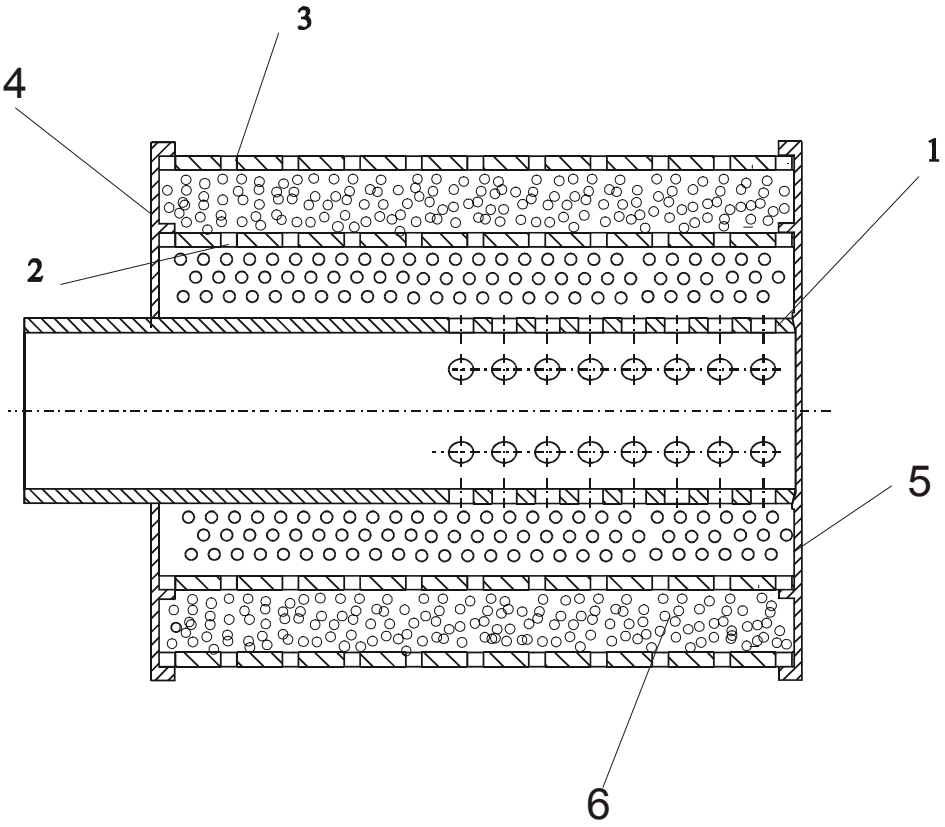
Результаты экспериментальных исследований глушителя шума пневматического регулятора давления Camozzi MX3-1 представлены в разделе 6.2.

5.2 РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ВЫХЛОПА ПНЕВМОСИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Уточнённая физическая картина (глава 2); применение разработанного метода (глава 4); анализ конструкций глушителей шума выхлопа пневмосистем (глава 1); выбранная конструктивная схема и расчёт площадей проходных сечений элементов глушителя (глава 3) позволяют сформулировать основные принципы конструктивного исполнения глушителей шума выхлопа пневмоситем производственного оборудования:

1) Для эффективного шумоглушения целесообразно использовать комбинированный глушитель.
2) Конструкция должна иметь прочный металлический каркас, содержащий перфорированные элементы.
3) Глушитель должен содержать несколько перфорированных элементов. Одним из них может служить металлическая труба с отверстиями, которая будет также основанием (силовым элементом) глушителя. В качестве дополнительных перфорированных элементов могут быть использованы тонкостенные цилиндрические оболочки, заключённые между фланцами.
4) Количество ступеней должно быть выбрано согласно разработанной математической модели.
5) Площади проходных сечений должны быть выбраны на основании решения задачи оптимизации таким образом, чтобы суммарная акустическая мощность $W_{\Sigma} \to min$ при наложенных ограничениях по быстродействию системы.
6) Расстояние между отверстиями перфорированных элементов должно быть равно диаметру отверстий.
7) Между перфорированными элементами целесообразно использовать звукопоглотитель с высокими акустическими и эксплуатационными характеристиками, так как внутренние элементы могут являться источниками шума.

Выбранная конструктивная схема разработанного пневмоглушителя показана на рисунке 5.6. На рисунке 5.7 показан внешний вид разработанного пневмоглушителя с присоединительным размером 2”. Пневмоглушитель содержит центральную трубу 1, перфорированные стаканы 2, 3, закрытые с двух сторон фланцами 4 и 5. Между перфорированными стаканами расположен гранулированный поглотитель 6 (рисунок 5.6).



1 - центральная труба;

2 - перфорированный внутренний стакан;

3 - перфорированный внешний стакан;

4 - задняя крышка;

5 - передняя крышка;

6 - гранулированный звукопоглощающий материал.

Рисунок 5.6 – Конструктивная схема пневмоглушителя

Площади проходных сечений внутренней и наружной оболочки выбраны исходя из расчётных коэффициентов перфорации $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$:

$\overline{S_1} = \frac{S_{внутр}^{отв}}{S_{вх}}$ - коэффициент (относительная площадь) внутренней перфорации, равный отношению суммарной площади отверстий внутренней оболочки к площади входного отверстия;

$\overline{S_2} = \frac{S_{нар}^{отв}}{S_{вх}}$ - коэффициент (относительная площадь) наружной перфорации, равный отношению суммарной площади отверстий наружной оболочки к площади входного отверстия;

$S_{внутр}^{отв} = S_{внутр}^{разв} K_{перф}$ - суммарная площадь отверстий внутренней оболочки;

$S_{нар}^{отв} = S_{нар}^{разв} K_{перф}$ - суммарная площадь отверстий наружной оболочки;

где $S^{разв} = \pi DL$ - площадь развёртки соответствующей оболочки;

$K_{перф}$ – коэффициент густоты перфорации.

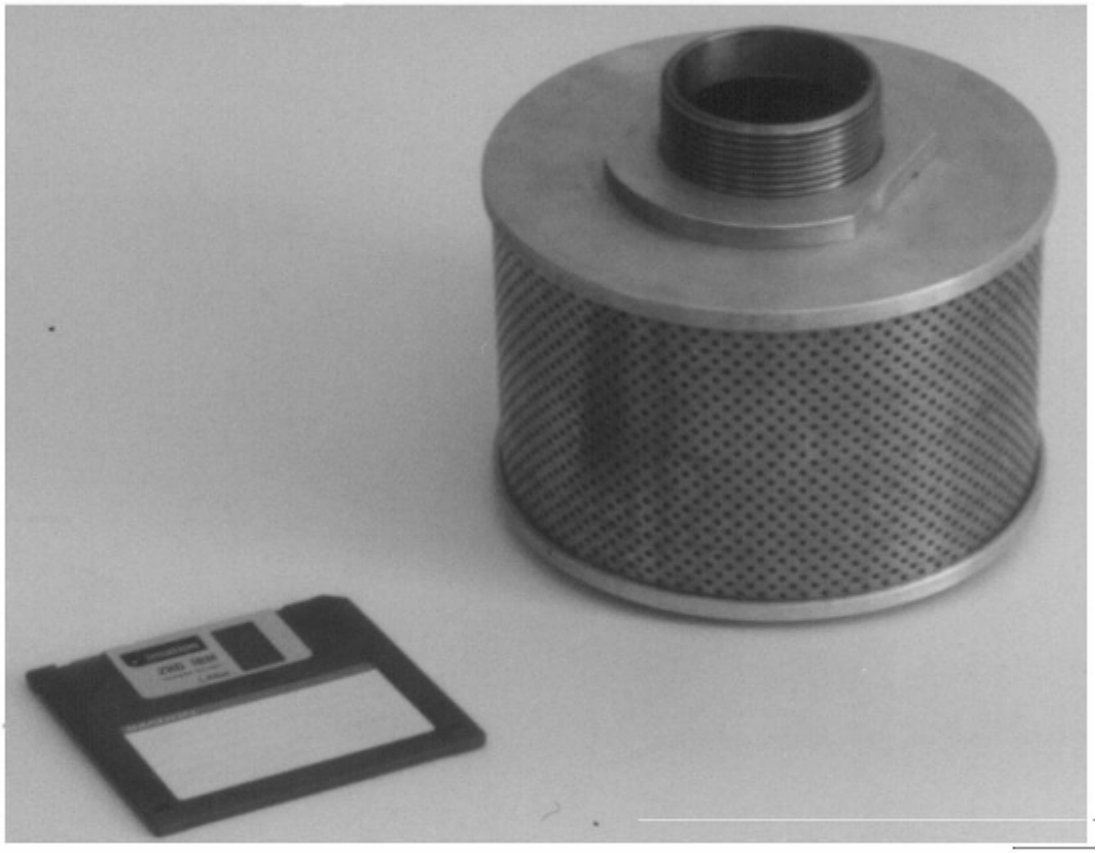


Рисунок 5.7 – Внешний вид пневмоглушителя
с присоединительным размером 2”

Для разработанных пневмоглушителей использовались перфорированные листы с густотой $K_{перф}=0,145$ (рисунок 5.8).

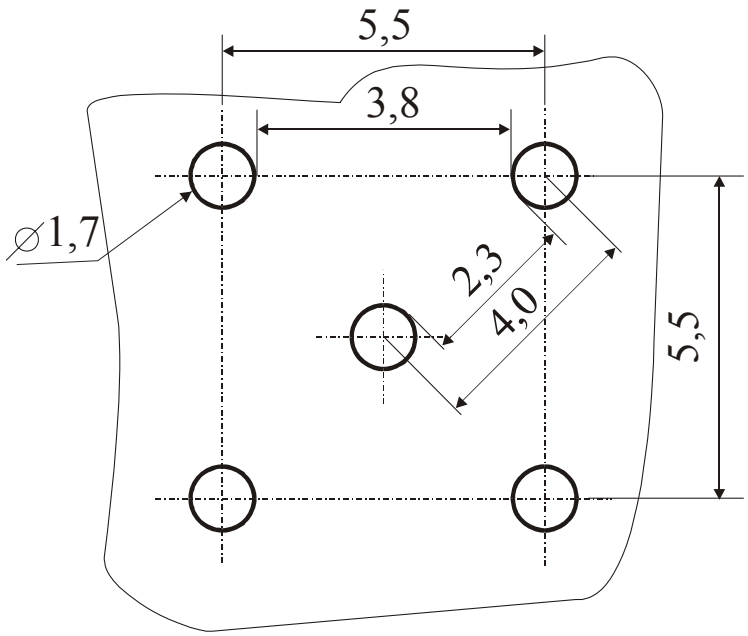


Рисунок 5.8 – Фрагмент перфорированной оболочки

Пневмоглушитель работает следующим образом. Акустические колебания, возбуждаемые при истечении потока, преобразуются в центральном трубчатом рассекателе, при этом максимум частотного спектра смещается в область повышенных частот.

Смещение частотного спектра производится в целях улучшения эффективности поглощения акустических колебаний. После прохода воздуха через отверстия в центральной трубе он поступает в полость между трубой и внутренней перфорированной оболочкой, при этом истекающие из трубы струйки обладают более высокой частотой звукоизлучения. Воздух поступает на внутреннюю перфорированную оболочку, которая благодаря малым отверстиям перфорации приводит к переводу крупномасштабной турбулентности в мелкомасштабную. За счёт увеличения кромочных потерь возрастает рассеивание акустических колебаний. Внутренняя оболочка также играет, совместно с камерами, роль резонансного поглотителя. Воздух, проходя через внутреннюю перфорированную оболочку, поступает

в слой гранулированного звукопоглотителя, который выполняет следующие функции:

- преобразует акустическую энергию потока в энергию движения колебаний гранул;
- поглощает акустические колебания за счёт сил трения при движении потока по каналам между гранулами и поочерёдного сужения и расширения площади проходного сечения.

И, наконец, воздух выходит из глушителя через наружную перфорированную оболочку, выполняющую функции, аналогичные внутренней.

Геометрические размеры проходных сечений глушителя подобраны таким образом, что ни на одном из элементов пневмосистемы с установленным глушителем шума не реализуется критический режим истечения.

Известно, что критическое истечение возбуждает наиболее интенсивные акустические колебания, поэтому реализация докритического режима истечения существенно повышает эффективность глушения шума.

Таким образом, в конструкции используется комплекс методов снижения аэродинамических шумов, включающий реализацию докритических режимов истечения, смещение частотного спектра струи, увеличение кромочных потерь на перфорации, оптимизацию геометрических размеров проточной части, применение эффективного звукопоглотителя и других. Вместе с этим, глушитель обладает повышенной надёжностью и высокими эксплуатационными характеристиками.

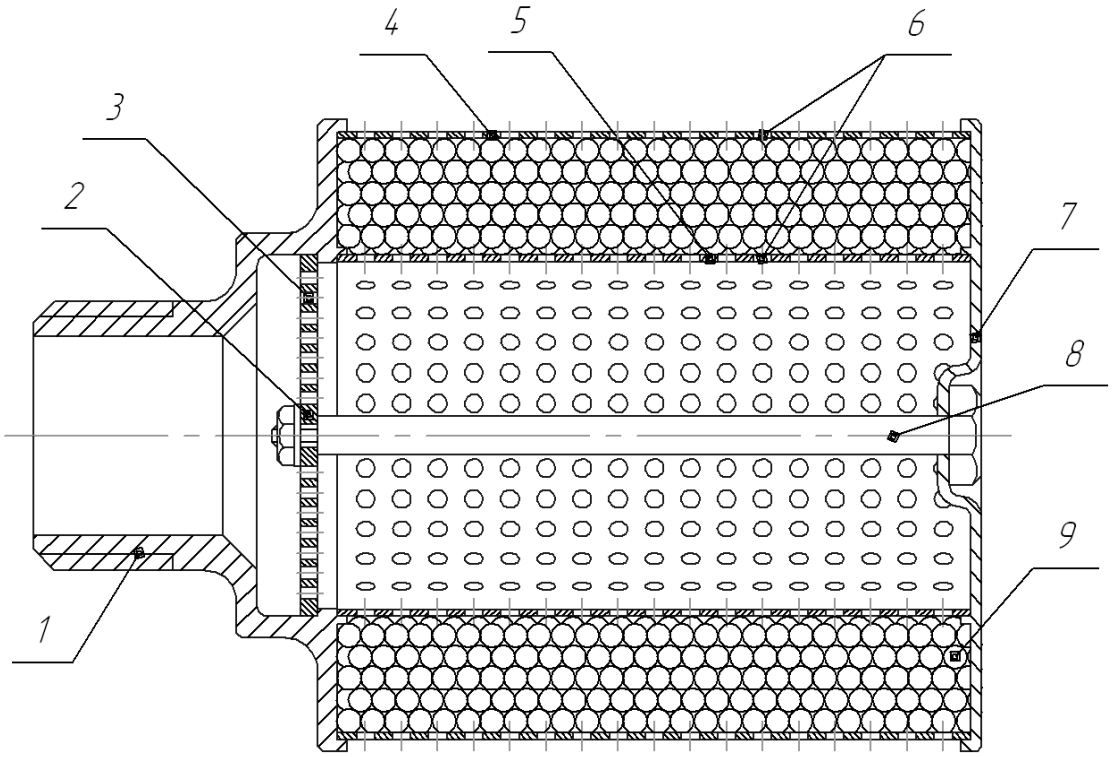
На рисунке 5.9 представлена конструктивная схема глушителя без центральной трубы. На основании разработанного метода получены следующие результаты, которые легли в основу конструкции:

1) в результате применения математической модели (п. 3 главы 4) определено, что для входного давления 0,7 МПа необходимо три ступени глушителя;

2) в результате теоретической оптимизации (п. 4 главы 4) и при экспериментальной доводке (п.8 главы 4) глушителя было установлено, что отношение эквивалентных площадей элементов глушителя к площади входа в глушитель должно

находиться в диапазонах: $\frac{S_1}{S_{вх}} = 1.05...1.36$, $\frac{S_2}{S_{вх}} = 1.6...1.9$ и $\frac{S_3}{S_{вх}} = 2...2.8$, где $S_{вх}$ - площадь входа в глушитель; S_1 - эквивалентная проходная площадь шайбы-рассекателя; S_2 - эквивалентная проходная площадь внутренней перфорированной оболочки; S_3 - эквивалентная проходная площадь наружной перфорированной оболочки.

Пневмоглушитель состоит из входного корпуса 1, шайбы-рассекателя 2 с отверстиями 3, перфорированных оболочки 4 и 5 с отверстиями 6 и крышки 7, соединённой с входным корпусом посредством шпильки 8. Между оболочками расположен мелкогранулированный поглотитель 9.



1 – входной корпус, 2 – шайба-рассекатель с отверстиями 3,
4, 5 – перфорированные оболочки с отверстиями 6,
7 – крышка, 8 – шпилька, 9 – мелкогранулированный поглотитель.

Рисунок 5.9 – Пневматический глушитель

Акустические колебания, возбуждаемые при истечении потока из пневмоустройства, преобразуются в шайбе-рассекателе 2, при этом максимум частотного спектра смещается в область повышенных частот. Смещение частотного спектра производится в целях улучшения эффективности поглощения акустических коле-

баний мелкогранулированным поглотителем. После прохода воздуха через отверстия в шайбе-рассекателе 2, он поступает на внутреннюю перфорированную оболочку, которая благодаря малым отверстиям перфорации 6 приводит к преобразованию крупномасштабной турбулентности в мелкомасштабную. За счёт увеличения кромочных потерь возрастает рассеивание акустических колебаний. Причём, отношение диаметра отверстий к расстоянию между ними равно 1, что обеспечивает увеличение скорости эжектируемого воздуха, т.е. уменьшает градиент средней скорости в зонах смешения отдельных струек и обеспечивает максимальное снижение уровня шума.

Воздух, проходя через внутреннюю перфорированную оболочку 4, поступает в слой гранулированного звукопоглотителя 8, который выполняет следующие функции:

1) преобразует акустическую энергию потока в энергию трения гранул между собой;

2) поглощает акустические колебания за счёт сил трения и реализации сложного пространственного многократно конфузорно-диффузорного течения при движении потока по каналам между гранулами.

И, наконец, воздух выходит из глушителя через наружную перфорированную оболочку 5, выполняющую функции, аналогичные внутренней. Таким образом, исходная направленная цилиндрическая струя преобразуется во множество мелких струек, направленных по всем направлениям.

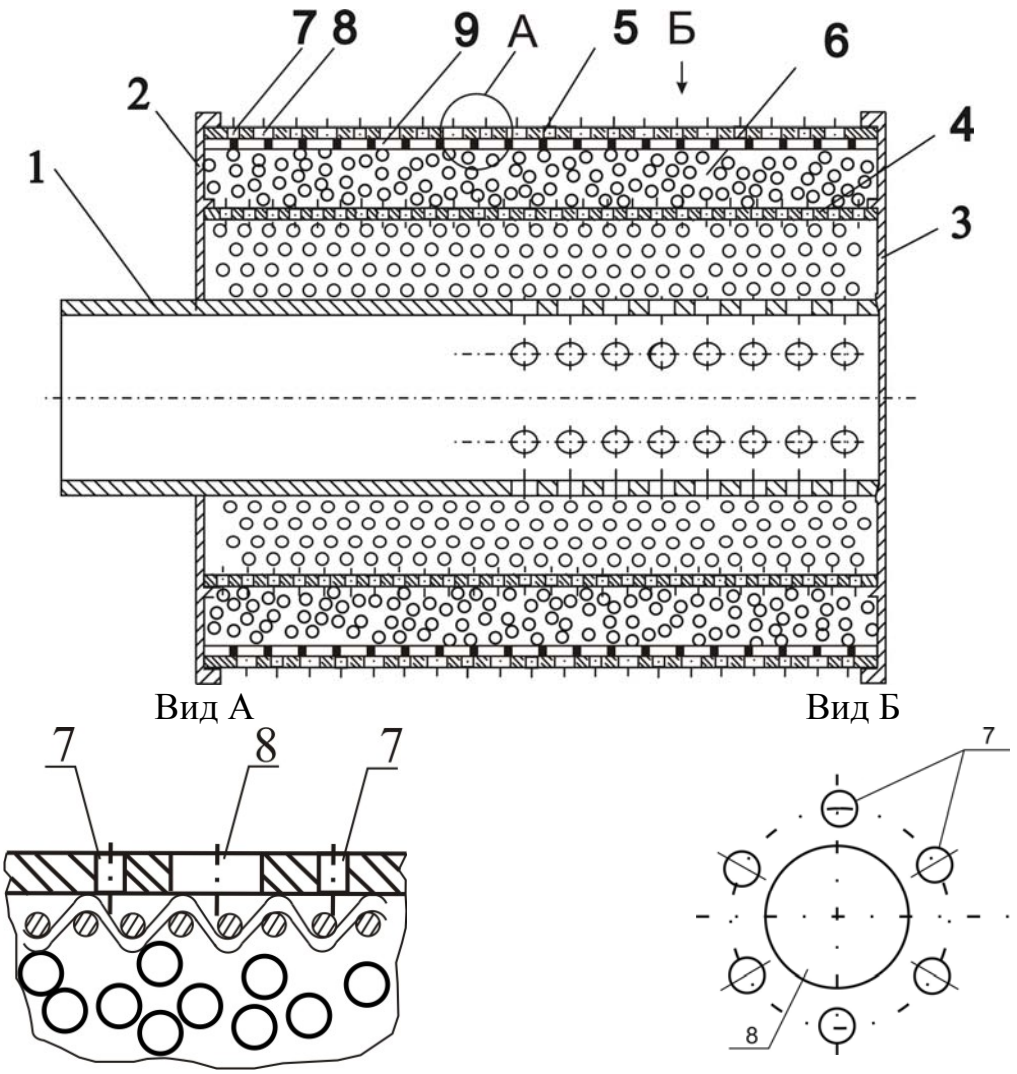
На основании результатов проведённых экспериментов установлено, что при отклонении отношений эквивалентных проходных площадей от указанных диапазонов в меньшую или большую сторону на одном или нескольких элементах глушителя реализуется критическое истечение. Этот факт обуславливает дополнительную генерацию шума самим глушителем, вследствие чего снижается его эффективность.

После того, как выбрано количество ступеней и установлено оптимальное соотношение площадей проходного сечения, дополнительной эффективности можно добиться применением методов численного моделирования акустических

процессов (пункт 8 в главе 4). Проведённое в пункте 7 численное моделирование позволяет сделать выводы, что применение более мелких отверстий, выбор расстояния между вытекающими струйками, соударение вытекающих струек, высокочастотное облучение струйками более мелкого диаметра крупных струек позволяет повысить эффективность.

Пневмоглушитель, представленный на рисунке 5.10, содержит коаксиально расположенные перфорированные центральную трубу с входным патрубком и выполненные в виде труб две перегородки, связанные между собой торцевыми фланцами. Камера между перегородками заполнена гранулированным поглотителем, перед наружной перфорацией установлена сетка, а наружная перфорация содержит отверстия разного диаметра. Струйки, истекающие из отверстий более мелкого диаметра, генерируют высокочастотный шум, облучающий струю, истекающую из отверстий более крупного диаметра. При этом снижается струйный шум, образующийся при истечении сжатого воздуха через наружную перфорацию.

Пневмоглушитель состоит из центральной трубы 1, на которую установлены две коаксиально расположенные перфорированные оболочки 4 и 5, и торцевых фланцев 2 и 3. Между внутренней и наружной оболочками размещён гранулированный поглотитель 6. Перед наружной оболочкой 5 установлена сетка 9, и в наружной оболочке выполнены отверстия разного диаметра 7 и 8. Пневмоглушитель работает следующим образом. Сжатый воздух поступает в центральную трубу. Далее через внутреннюю оболочку 4 воздух поступает в полость с гранулированным поглотителем 6. И, наконец, воздух выходит из глушителя через наружную перфорированную оболочку 5, выполняющую функции преобразования исходной направленной цилиндрической струи во множество мелких струек, направленных по всем направлениям. Увеличивающееся по ходу потока проходные сечения отверстий и объёмы расширительных камер обеспечивают снижение скорости потока и, следовательно, снижение шума.



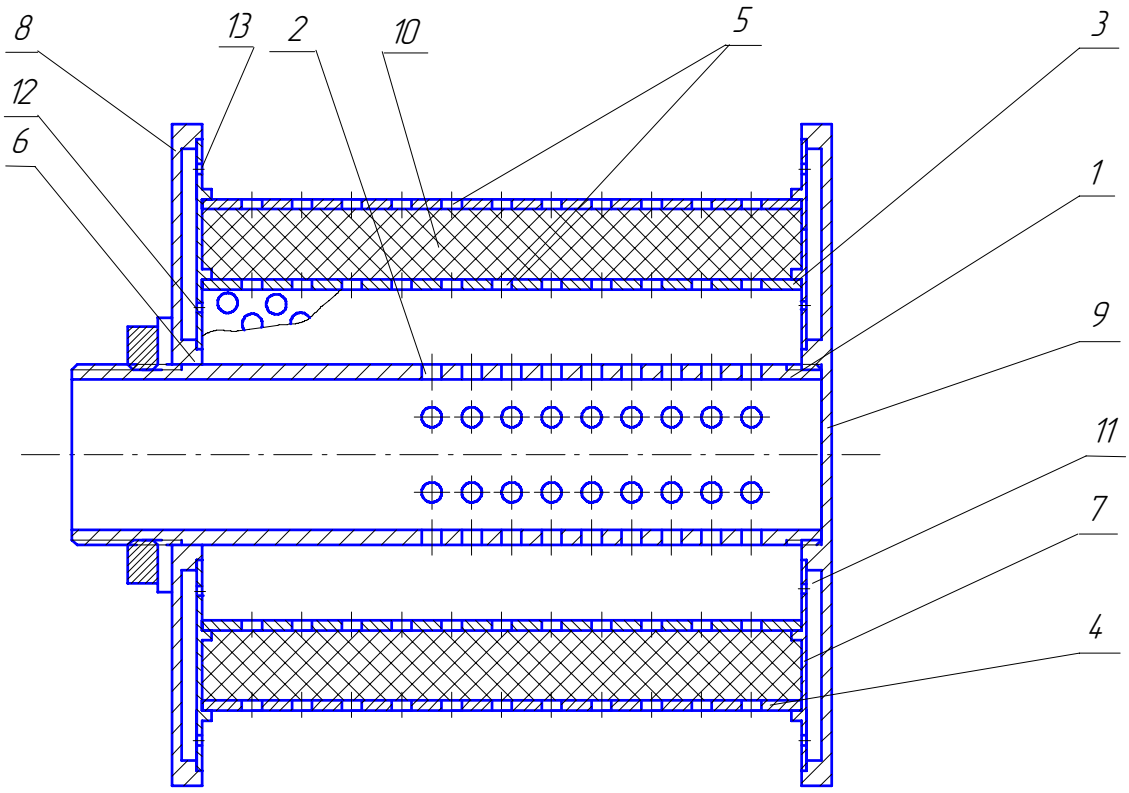
1 - центральная труба; 2, 3 - торцевые фланцы; 4, 5 – перфорированные оболочки; 6 - гранулированный поглотитель; 7, 8 – отверстия; 9 – сетка.

Рисунок 5.10 – Пневмоглушитель с высокочастотным облучением

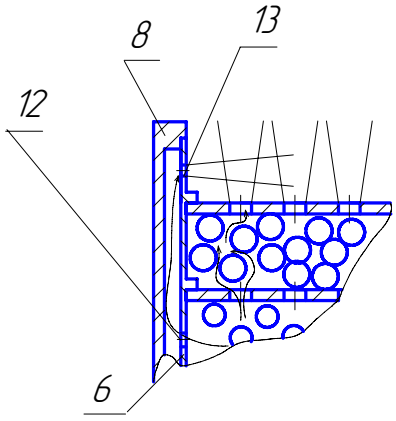
С целью повышения эффективности шумоглушения перед наружной перфорацией установлена сетка, которая приводит к переводу крупномасштабной турбулентности в мелкомасштабную. В наружной оболочке выполнены отверстия различного диаметра (рисунок 5.10). Причём отверстия меньшего диаметра 7 окружают отверстия большего диаметра 8.

В основу конструкции, представленной на рисунке 5.11, заложены принципы соударения и перемешивания вытекающих струек. Во фланцах выполнены перфорированные отверстия, и на них установлены крышки, в которых выполнены кольцевые проточки, образующие с поверхностью фланцев каналы перепуска сжатого воздуха. Таким образом, с целью более интенсивного перемешивания ор-

ганизован перепуск сжатого воздуха из полости между внутренней оболочки и центральной трубы-рассекателя в окружающее пространство.



1 - центральная труба;
2 - отверстия на центральной трубе;
3 - внутренняя перфорированная оболочка;
4 - наружная перфорированная оболочка;
5 - отверстия на оболочках;
6 - торцевой фланец 1;
7 - торцевой фланец 2;
8 - крышка 1;
9 - крышка 2;



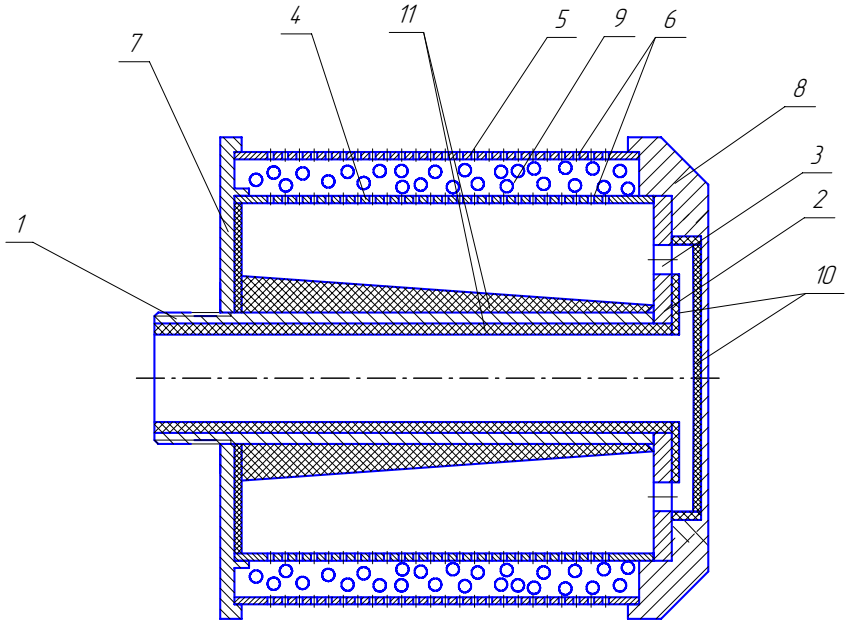
10 - гранулированный звукопоглотитель;
11 - канал перепуска;
12 - отверстия;
13 – отверстия.

Рисунок 5.11 – Пневмоглушитель со смешением потока

По специальным каналам перепуска 11, образованным фланцами 6, 7 и крышками 8, 9 глушителя, воздух из области повышенного давления через отверстия 12 вытекает в окружающую среду через множество отверстий 13 во внутренней части фланца (рисунок 5.11).

Тем самым образуется множество дополнительных мелких струек, которые истекают перпендикулярно основным струйкам из наружной перфорации. Таким образом, вблизи фланцев и наружной перфорации происходит интенсивное перемешивание мелких струек, не давая сформироваться традиционной структуре истечения струи. Длина глушителя подобрана таким образом, чтобы область смешения основных струек и дополнительных струек, истекающих из одного из фланцев, покрывала половину длины глушителя.

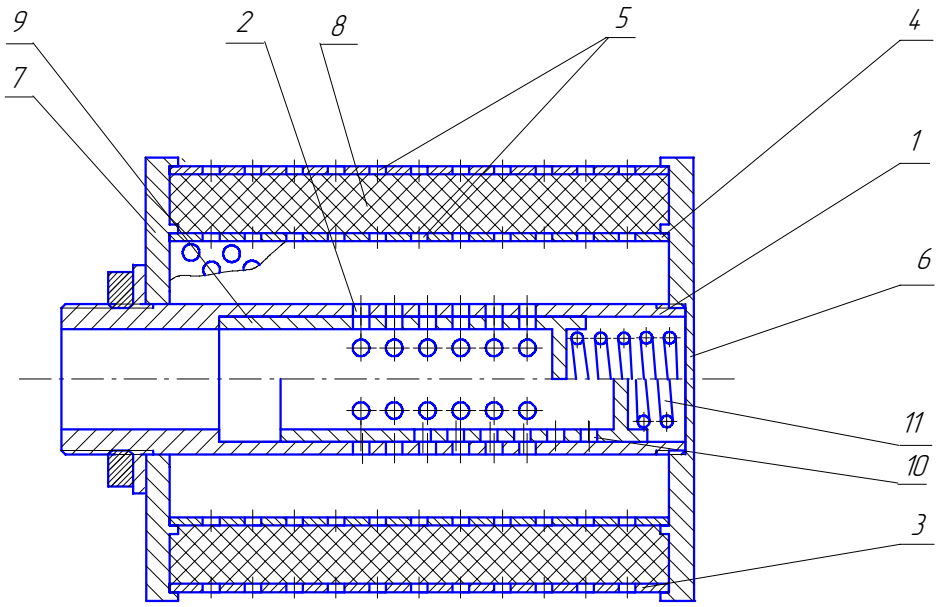
Другим способом повышения эффективности пневмоглушителя является применение звукопоглощающих материалов (там, где это допускают условия работы) для облицовки каналов движения воздуха. Конструкция пневмоглушителя с облицованными каналами представлена на рисунке 5.12. Повышенная эффективность пневмоглушителя обусловлена переносом отверстий с центральной трубы на фланец и облицовкой каналов движения воздуха. Причём звукопоглощающий материал 11 имеет переменную толщину для расширения частотного диапазона поглощения и сужения полости расширения. Сжатый воздух движется по каналам и полостям, образованными элементами глушителя и облицованными звукопоглощающим материалом, и таким образом снижается уровень шума, генерируемый внутренними источниками пневмосистемы с глушителем шума, а именно клапаном пневмораспределителя и отверстиями во фланце. В качестве звукопоглощающего материала рекомендуется применять упругопористый материал МР, который является пористым материалом с частично связанной структурой. Среди преимуществ МР следует отметить широкий диапазон пористости материала, создание градиента свойств, возможность внедрения в фильтрующий элемент каталитических добавок, возможность использования проволоки из различных материалов (нержавеющая стать, титан, алюминий, медь и др.). В зависимости от исходного спектра источников шума и его интенсивности следует выбирать параметры МР на основе расчётов и рекомендаций, представленных в главе 4.



1. центральная труба;
2. фланец;
3. отверстия;
4. внутренняя перфорированная оболочка;
5. наружная перфорированная оболочка;
6. отверстия перфорированных оболочек;
7. фланец;
8. крышка;
9. гранулированный звукопоглотитель;
10. звукопоглощающий материал;
11. звукопоглощающий материал.

Рисунок 5.12 – Пневмоглушитель с облицованными каналами

В связи с тем, что самое интенсивное излучение происходит в начальный момент времени и необходимо сохранение быстродействия пневмосистемы (что проверяется в п. 5 разработанного метода), возможно применение специальной конструкции с переменным гидросопротивлением. Такая конструкция представлена на рисунке 5.13.

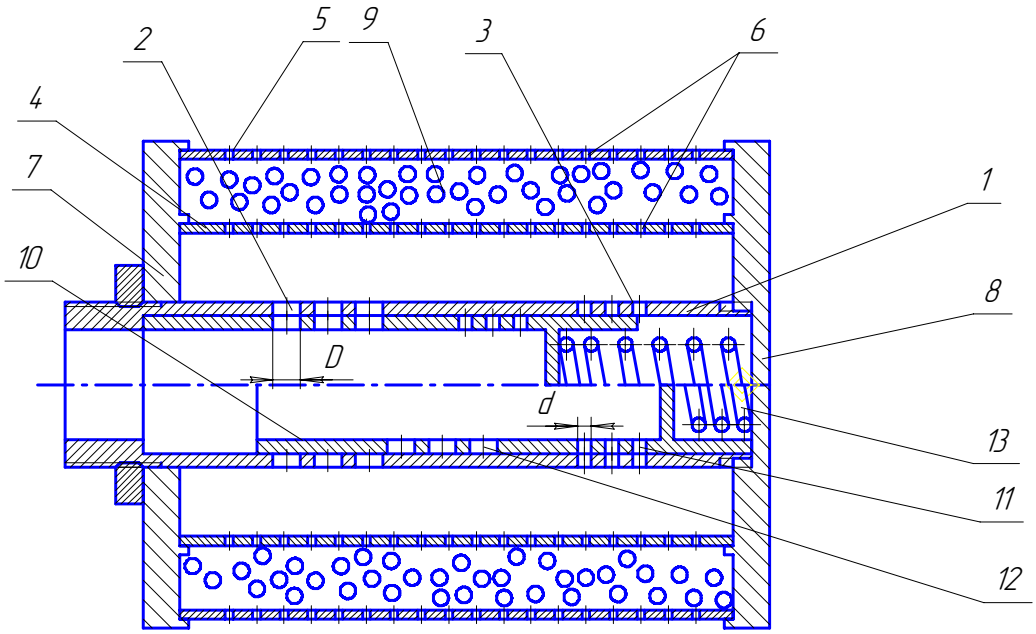


1 - центральная труба;
2 - отверстия на центральной трубе;
3 - внутренняя перфорированная оболочка;
4 - наружная перфорированная оболочка;
5 - отверстия на перфорированных оболочках;
6 - фланец 1;
7 - фланец 2;
8 - гранулированный звукопоглотитель;
9 - поршень;
10 - отверстия;
11 – пружина.

Рисунок 5.13 – Пневмоглушитель переменной структуры

Проходное сечение центральной трубы–рассекателя 1 меняется в зависимости от давления в пневмосистеме посредством перемещения поршня 9. В начальный момент времени стравливания сжатого воздуха поршень 9, расположенный в центральной трубе–рассекателе 1, перемещается под действием давления в пневмосистеме, пересиливая затяжку пружины 11, к фланцу 6. Тем самым увеличивается гидросопротивление пневмоглушителя, что приводит к увеличению эффективности шумоглушения. Когда давление в пневмосистеме падает до определённого значения, сила упругости пружины 11 перемещает поршень 9 на увеличение проходного сечения отверстий 2 центральной трубы–рассекателя 1. Возвращаясь в исходное положение, когда отверстия 10 поршня 9 совпадают с отверстиями 2 центральной трубы–рассекателя, пневмоглушитель имеет наименьшее гидросо-

противление. И время опорожнения поддерживается в пределах допустимых значений. Для повышения эффективности описанной выше конструкции (рисунок 5.14) можно отверстия в центральной трубе сделать разного диаметра и разных суммарных площадей проходного сечения. Таким образом, в первоначальный момент времени глушитель будет обладать наибольшим сопротивлением и дополнительной эффективностью за счёт применения отверстий меньшего диаметра, а в конце процесса стравливания, когда шум не превышает нормы, воздух истекает через отверстия центральной трубы большего диаметра, тем самым поддерживая время падения давления в заданных пределах.



1 - центральная труба;
2 - отверстия на центральной трубе;
3 - внутренняя перфорированная оболочка;
4 - наружная перфорированная оболочка;
5 - отверстия на перфорированных оболочках;
6 - фланец 1;
7 - фланец 2;
8 - гранулированный звукопоглотитель;
9 - поршень;
10 - отверстия;
11 – пружина.

Рисунок 5.14 – Пневмоглушитель переменного сопротивления

Результаты экспериментальных исследований глушителей шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования представлены в разделе 6.3.

5.3 РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА СИСТЕМЫ ВЫХЛОПА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА

Конструкция окончательного варианта глушителя после доработки по результатам испытаний представлена на рисунке 5.15.

Шумоподавляющий тракт окончательного варианта глушителя состоит из пакета ступенчатого дросселирования и пакета непрерывного дросселирования, установленных во внутренних полостях корпуса (поз. 4) и крышки (поз. 5). Пакет ступенчатого дросселирования представляет собой набор из дросселей (поз. 1, 2, 3) и шайбы (поз. 10), установленных на упор (поз. 9) в порядке увеличения их эквивалентной площади проходного сечения. При помощи колец (поз. 8) между деталями, входящими в данный пакет, обеспечивается зазор 2 мм. Пакет непрерывного дросселирования состоит из пористых шайб (поз. 6) и кольца (поз. 7), изготовленных из МР с пористостью 0,7. Крышка (поз. 5) фиксирует детали, установленные во внутренней полости глушителя в неподвижном состоянии. Винт (поз. 11) исключает вероятность саморазвинчивания конструкции.

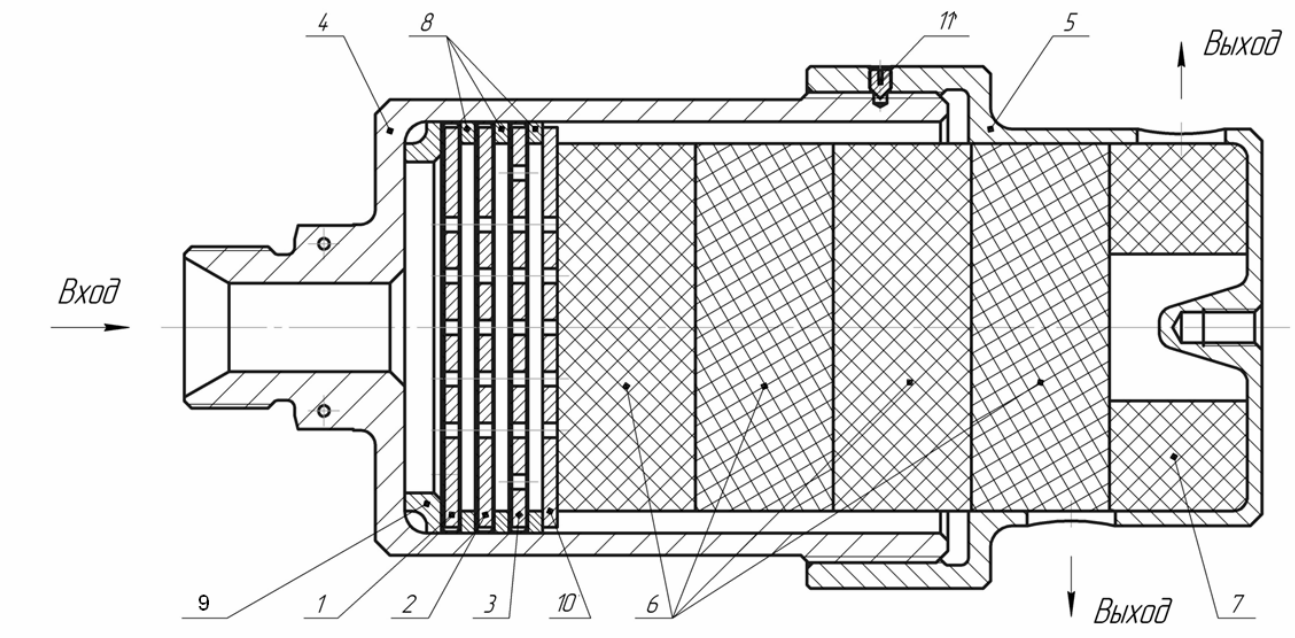


Рисунок 5.15 – Конструкция глушителя шума выхлопа испытательного стенда

При поступлении рабочего тела во внутреннюю полость глушителя через штуцер корпуса (поз. 4) происходит его разделение и ступенчатое понижение давления при помощи дросселей (поз. 1, 2, 3) и дроссельной шайбы (поз. 10). При этом, эквивалентные площади проходных сечений указанных дросселей и шайбы рассчитаны таким образом, что на ступенях дросселирования исключаются сверхкритические перепады давления, сопровождаемые усилением уровня звукового давления. Для увеличения степени разделения потока в состав дросселей (поз. 1, 2, 3) входят металлические сетки, полностью перекрывающие их проходные сечения. Далее происходит непрерывное дросселирование потока посредством пористых элементов (поз. 6, 7), в процессе которого поток претерпевает многократное изменение направления движения. Также происходит его дальнейшее разделение и непрерывное понижение давления, что, в совокупности, влечёт за собой потерю энергии звуковых колебаний внутри потока. Минуя участок непрерывного дросселирования, поток выходит в окружающую среду через 18 отверстий в крышке (поз. 5).

Результаты экспериментальных исследований глушителя шума пневматического испытательного стенда представлены в разделе 6.3.

5.4 РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С РЕГУЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА РДПП 80 – 50 М

В связи с тем, что в природном газе содержится множество как искусственных, так и естественных примесей и включений в конструкции глушителя не допустимо использование пористых элементов. Поэтому основные принципы конструктивного исполнения глушителей шума регуляторов давления сформулированы следующим образом:

1) глушитель должен содержать несколько дроссельных шайб;
2) количество ступеней должно быть выбрано согласно разработанной математической модели и уточнено в результате экспериментов;
3) площади проходных сечений должны быть выбраны на основании решения задачи оптимизации таким образом, чтобы суммарная акустиче-

ская мощность $W_{\Sigma} \to min$ при наложенных ограничениях по быстродействию системы.

Для регулятора давления газа РДПП-80 была разработана конструкция глушителя. Полная конструкторская документация на глушитель содержится в отчётах о НИР [61, 62, 70, 92]. Для различных конфигураций глушителя используется один и тот же корпус модели, состоящий из входного и выходного корпусов.

Длина глушителя 400 мм, максимальный диаметр 220 мм, масса 63,5кг. Присоединительные размеры под фланец Dy 50 мм и трубу Dy 45 мм.

Сборочный чертёж глушителя показан на рисунке 5.16, его трёхмерная модель представлена на рисунках 5.17. Глушитель состоит из двух основных групп деталей: корпусных-присоединительных, а также внутренних формирователей газового потока. В течение испытаний корпусные детали остаются неизменными, а внутреннее наполнение (количество шайб, количество отверстий) может меняться.

К корпусным и присоединительным деталям относятся:

- входной корпус 1;

- выходной корпус 2.

К внутренним деталям – формирователям газового потока относятся дроссельные шайбы 6-13, проставки 4-5, втулка 3. Корпуса соединяются посредством шпилек с гайками 14. Выходной трубопровод крепится к глушителю шпильками с гайками 15.

В корпусе располагаются дросселирующие элементы, втулки, струевыпрямитель и др. Входной корпус глушителя (поз.1, рисунок 5.16) одной стороной крепится к регулятору давления РДПП, а другой – к выходному корпусу глушителя (поз.2, рисунок 5.17). Минимальное проходное сечение входного фланца равно 62 мм. Далее канал выполнен диффузором с диаметром на выходе, равным 86 мм. При этом площадь возрастает в 1,9 раза. Так как выходной фланец регулятора выполнен по ГОСТ 12815-80 исполнение 3 с условным проходным диаметром 45 мм и условным давлением 10 МПа, то входной фланец глушителя выполняется по исполнению 2.

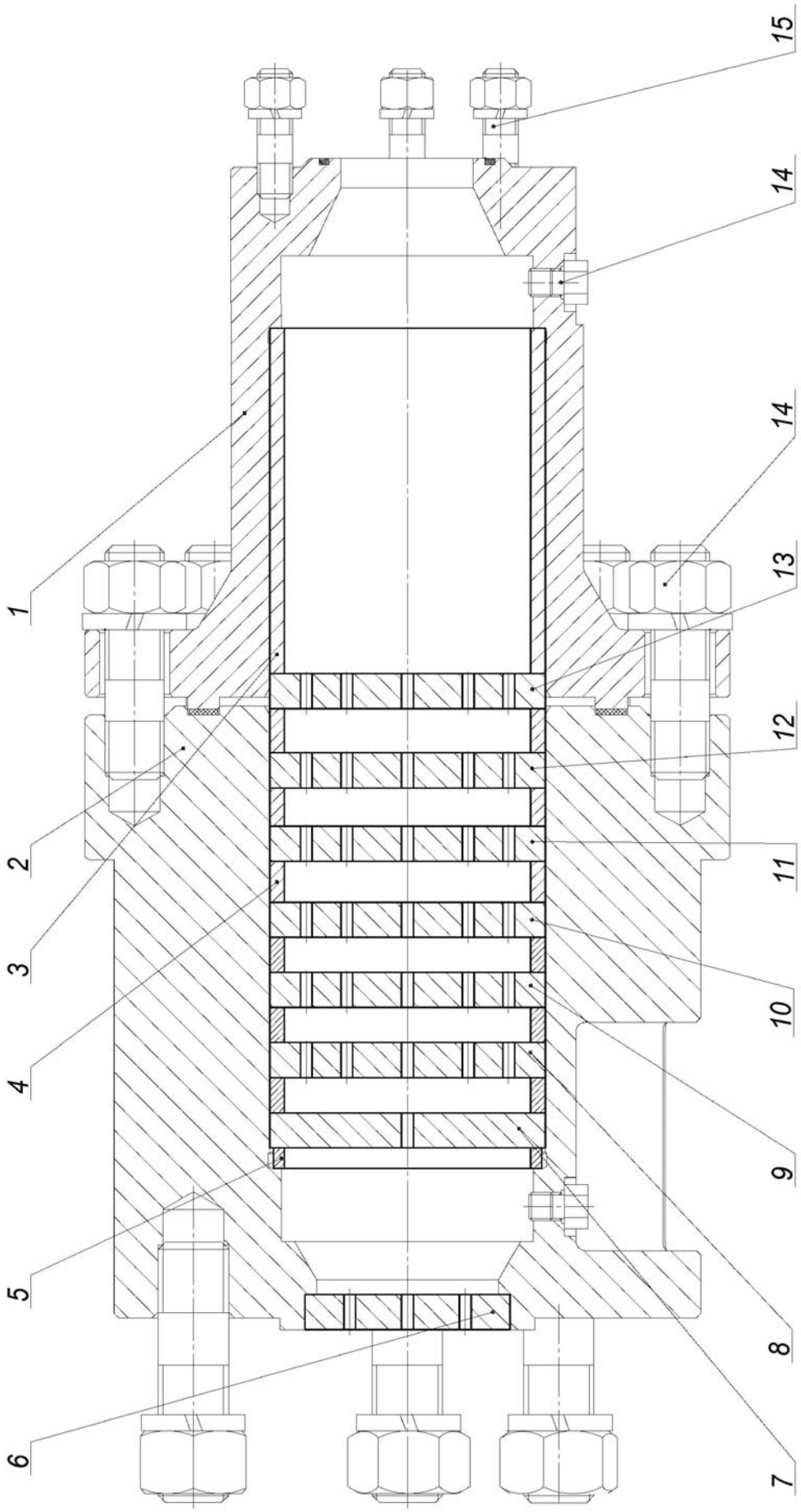


Рисунок – 5.16 – Глушитель в разрезе

На рисунке 5.17 показана конструкция ГПД в разрезе.

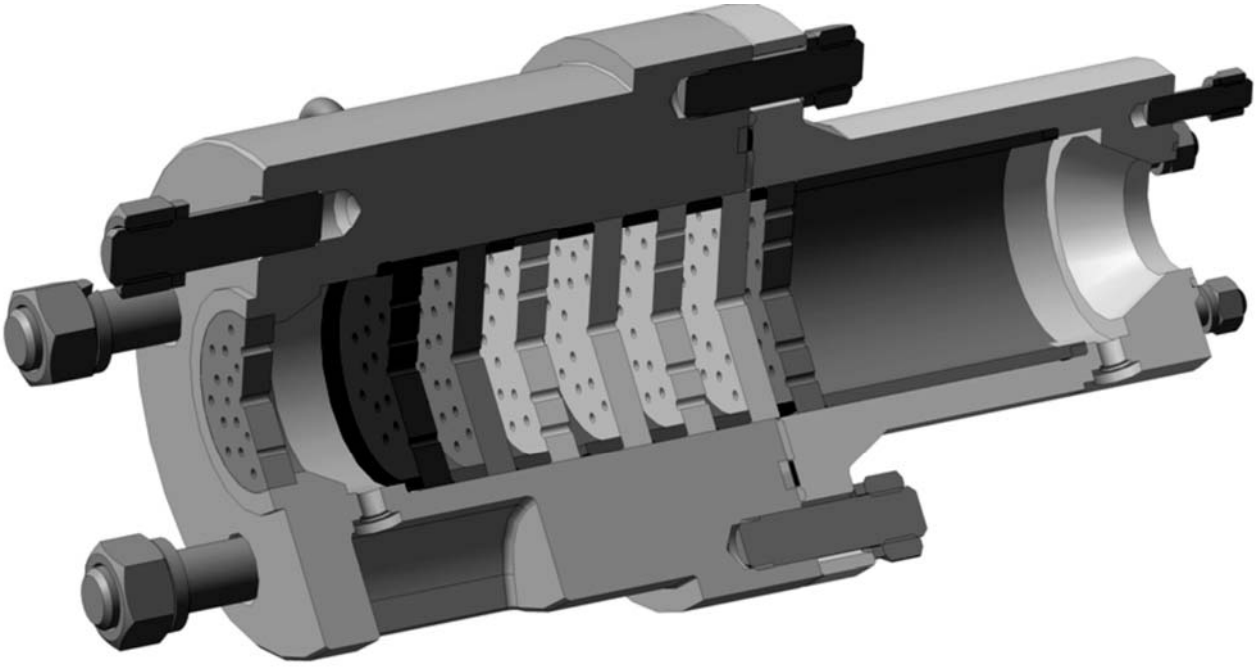


Рисунок 5.17 – Внешний вид глушителя в разрезе

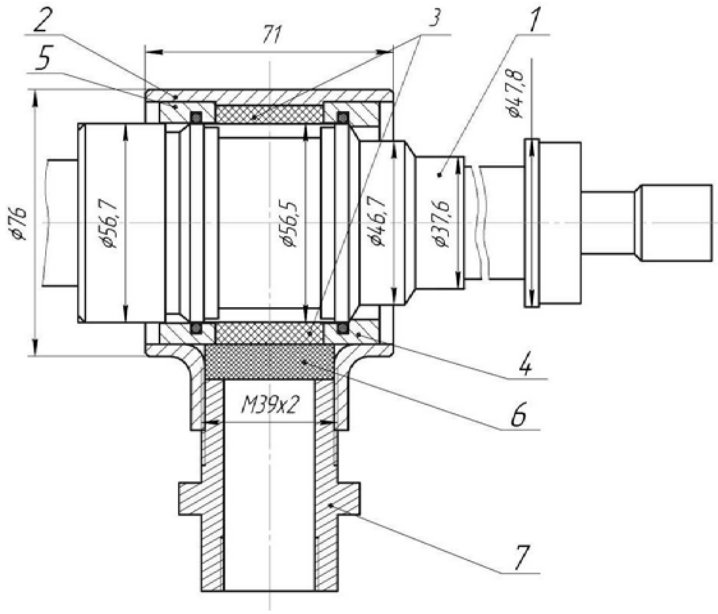
Корпус глушителя (поз.2, рисунок 5.16) является самой массивной деталью: масса равна 40 кг. Толщина стенки 20 мм. Также, с точки зрения влияния на источник шума, более эффективна выбранная конструкция, так как шайбы расположены ближе к регулирующей паре клапана. В глушителе предусмотрена возможность изменения количества дроссельных шайб от 1 до 12. Их количество и площади проходного сечения выбираются на основании расчётов (пункты 3,4 5 разработанного метода) и экспериментальной доводки (пункт 8 разработанного метода).

Результаты экспериментальных исследований глушителя шума регулятора давления газа РДПП 80 – 50 М представлены в разделе 6.4.

5.5 РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ДЛЯ СИСТЕМЫ ВЫХЛОПА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШЛИФОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

При производстве ракет-носителей в ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс» (ныне АО «РКЦ «Прогресс») широко используется ручной механизированный инструмент (РМИ). Так на металлургическом производстве пневматические шлифовальные машинки используются для удаления облоя отливок. При этом на одном участке работают до пяти операторов. Шум даже от одной работающей машинки превышает нормы.

С использованием разработанной математической модели сопротивления продуванию материала МР как был изготовлен опытный образец глушителя (рисунок 5.18). Опытный образец глушителя состоит из следующих деталей: тройник, переднее алюминиевое кольцо, заднее алюминиевое кольцо, два уплотнительных резиновых кольца, стопорные винты, звукопоглощающий материал МР, штуцер.



1 - пневмомашина;
2 - тройник;
3 - вкладка из МР;
4 - кольцо заднее;
5 - кольцо переднее;
6 - шайба из МР;
7 - штуцер.

Рисунок 5.18 – Конструктивная схема глушителя шума пневматической шлифовальной машины

В стандартном тройнике нарезана резьба М 39х2. Тройник обрезан до осевого размера 71 мм. В полости тройника с двух сторон выполнена расточка 0,5 мм на сторону для холодной запрессовки центрирующих алюминиевых колец. Предварительно в алюминиевых кольцах выполнены проточки для установки резиновых уплотнительных колец. Центрирующие кольца запрессовываются по посадке для холодного прессования. В пространство между колец закладывается звукопоглощающий материал МР. В ответвление тройника вставляется звукопоглощающий материал и фиксируется штуцером.

Внешний вид опытного образца представлен на рисунке 5.19.

Рисунок 5.19 – Внешний вид опытного образца глушителя шума

Результаты экспериментальных исследований глушителя шума выхлопа пневматической шлифовальной машины представлены в разделе 6.5.

5.6 РАЗРАБОТКА ПРОГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЁТА КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ

Разработанный программный комплекс «Унисон» предназначен для моделирования и расчёта звукопоглощения многослойных конструкций. Математическая модель для расчёта представлена в параграфе 3.5.

Расчёт и построение частотной характеристики коэффициента звукопоглощения многослойной конструкции может выполняться:

- для нормального закона падения;
- для диффузного закона падения;
- для косого закона падения;
- по 1/3 октавам.

В качестве средства разработки приложения был выбран продукт компании Microsoft – Visual Studio Express. Язык разработки – C sharp.

Компоненты, использованные в разработке:

- в качестве ядра базы данных выбран SQL Server Express;
- для отображения графиков выбран MS Chart;
- для работы с комплексными числами выбран ComplexMath;
- для работы с файлами данных в формате CSV выбрана библиотека FileHelpers.

Все компоненты, использованные в разработке, бесплатные и распространяются на основании свободной лицензии.

Приложение рассчитано на работу под управлением операционной системы Windows. Платформа Net была выбрана из-за большого распространения её на компьютерах с установленной ОС Windows, что позволяет создавать мощные приложения, надёжно работающие и имеющие небольшой размер исполняемого файла.

Компонент, выбранный в качестве ядра базы данных, является фактически индустриальным стандартом при разработке десктопных приложений, работающих под управление ОС Windows. Движок SQL Server очень мощный, и при необходимости можно будет легко расширить функционал системы новыми функциями работы с данными.

Подсистема отображения графиков MS Chart выпущена фирмой Microsoft, распространяется бесплатно и позволяет выводить графики, диаграммы, строить трёхмерные поверхности и т.п. В программном комплексе «Унисон» было применено отображение двухмерного графика, построенного по точкам, с применением

антиалиасинга (сглаживания), выключена возможность масштабирования. ComplexMath – небольшая библиотека для работы с комплексными числами, разработанная для платформы Net и распространяемая на основании лицензии GPL.

Основной экран разработанной программы «УНИСОН» представлен на рисунке 5.20.

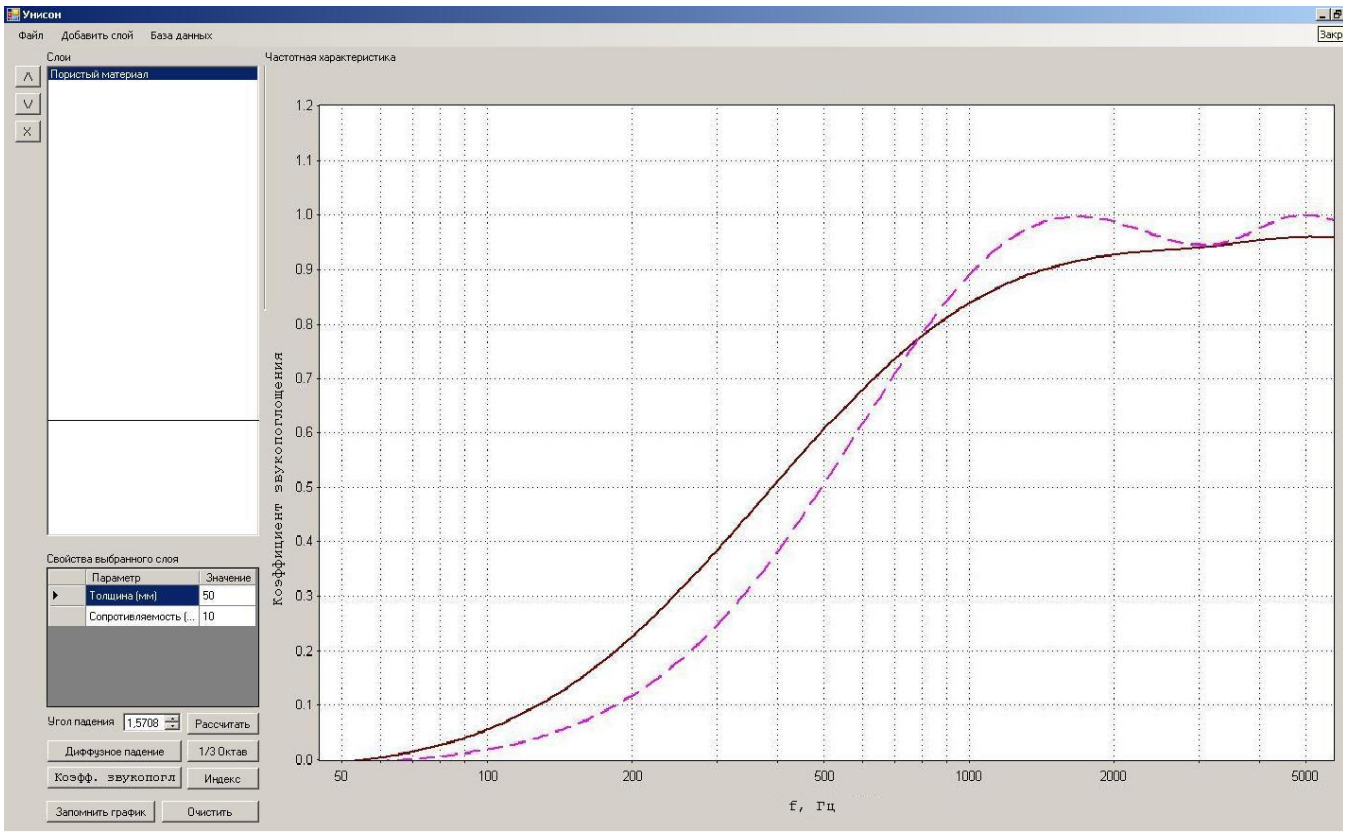


Рисунок 5.20 – Вид основного экрана программы

На рисунке 5.20 представлены следующие поля:

- слева вверху - список слоёв конструкции;
- ниже - параметры слоя;
- в правой части – график частотной характеристики коэффициента звукопоглощения.

Таким образом, в пятой главе на базе уточненной физической картины, обобщённой математической модели и метода определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума получены следующие результаты:

1. Сформулированы основные принципы конструктивного исполнения глушителей шума регуляторов давления и пневмосистем производственного оборудования.

2. Разработаны следующие глушители аэродинамического шума:

а) глушитель шума пневматического регулятора давления Camozzi MX 3-1;

б) глушитель шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования;

в) глушитель шума выхлопа пневматического испытательного стенда;

г) глушитель шума регулятора давления газа РДПП 80-50 М;

д) глушитель шума пневматической шлифовальной машины.

Акты внедрения представлены в приложении.

3. Разработана программа для расчёта акустических характеристик материала МР, использование которой позволяет сократить время расчёта, а также доводки глушителей шума за счёт уменьшения количества экспериментальных исследований.

Основные результаты, изложенные в пятой главе, опубликованы в работах автора [51, 57, 59, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 91, 97, 102, 106, 143, 145, 146, 163].

6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ ГЛУШИТЕЛЕЙ

Для создания эффективных конструкций глушителей шума и подтверждения разработанных ранее моделей, метода и конструкций необходимо провести:

1) Измерение основных параметров системы в исходном состоянии:

– уровень шума. Сравнение с санитарными нормами и критериями прочности;

– параметры, характеризующие быстродействие (время падения давления) и рабочие характеристики (крутящий момент);

– пропускная способность;

– давление рабочего тела в контролируемых точках (давление на входе и выходе регулятора).

2) Визуализация акустических полей с целью ранжирования источников шума в системе.

3) Измерение параметров, указанных в п. 1, 2, 3, с установленным глушителем шума.

4) Определение:

– акустической эффективности;

– падения быстродействия системы в допустимых пределах (уменьшение пропускной способности не более, чем на допустимую величину, увеличение времени падения давления не более, чем на допустимую величину);

В главе рассмотрены вопросы экспериментального исследования разработанных глушителей. Описано модернизированное экспериментальное оборудование. Представлены результаты экспериментальных исследований глушителя шума пневматического регулятора давления, упругопористого материала МР, глушителей шума выхлопа пневмосистем производственного оборудования, глушителя шума пневматической шлифовальной машины, глушителя шума регулятора давления газа РДПП 80 – 50 М.

6.1 ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для исследования акустических характеристик глушителя шума воздушного регулятора давления и оценки его эффективности использовался модернизированный пневматический стенд.

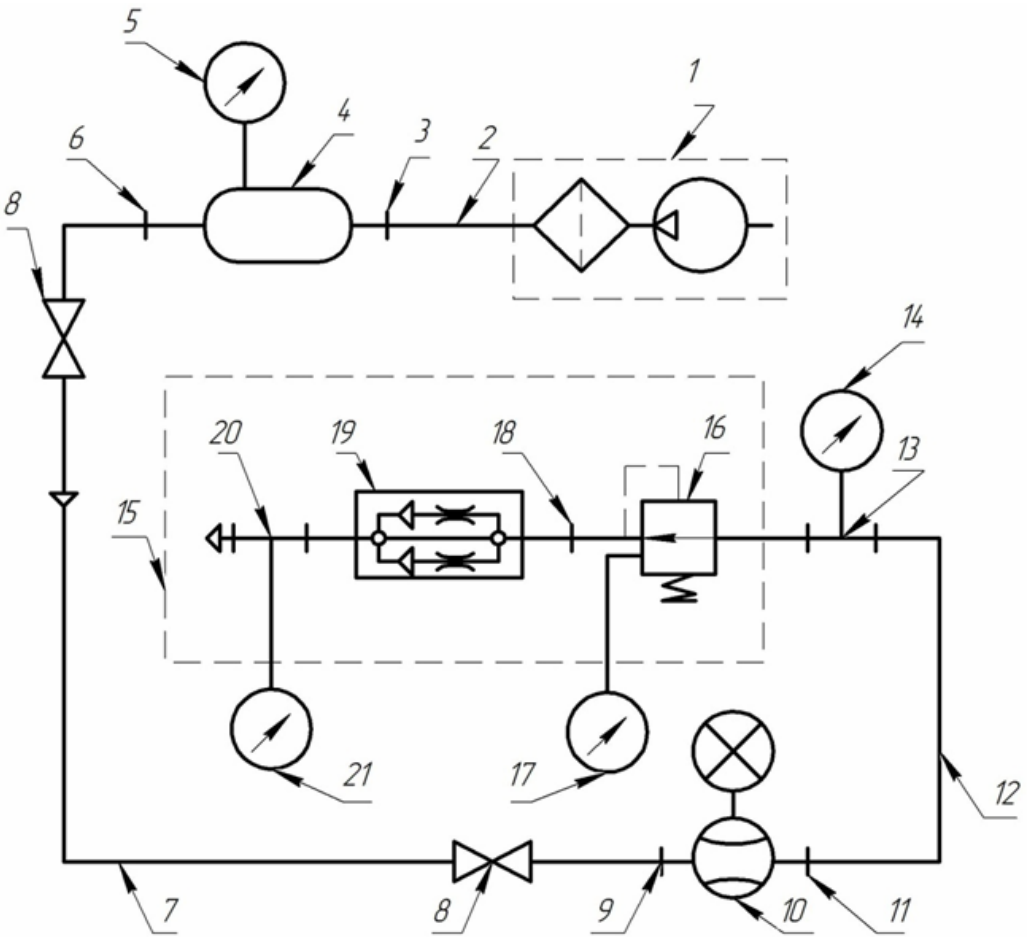
Принципиальная схема базового стенда представлена на рисунке 6.1.

Воздушный компрессор 1 накачивает воздух в ресивер 4 посредством пневматической трубки 2. Манометром 5 контролируется давление в ресивере. Далее по магистрали 7 воздушный поток попадает на расходомер 10 и по гибкому шлангу 12 попадает на вход в регулятор давления 16. Давление на входе в регулятор контролируется манометром 14, давление на выходе из регулятора (давление на входе в делитель потока) контролируется манометром 17. Воздушный поток попадает в делитель потока 19 и далее по трубе истекает в атмосферу. Давление на выходе из глушителя потока контролируется манометром 21.

Также в состав испытательного стенда входят: датчик пульсации давления на входе в глушитель, датчик пульсации давления на выходе из глушителя, микрофон.

Малая заглушенная камера предназначена для измерения акустических характеристик источников звука в условиях, моделирующих распространение звука в свободном поле, то есть в пространстве без отражающих поверхностей. Ресивер и компрессор представляют собой комплекс подготовки сжатого рабочего газа (воздуха). Вентиль на выходе предназначен для настройки расхода на выходе из системы. Манометры, датчики пульсации давления и микрофон составляют систему мониторинга стенда.

При первоначальных испытаниях возникла необходимость в доработке экспериментального стенда.



1– компрессор с малым ресивером; 2 – пневмотрубка 8х1; 3 – соединение пневмотрубки с большим ресивером; 4 – большой ресивер; 5 – манометр (давление в ресивере); 6 – соединение большого ресивера с основной магистралью; 7 – основная магистраль (полипропиленовая труба 32х3,4; P_{max}=16 бар); 8 – вентиль перекрывной шаровой; 9 – соединение через муфту комбинированную 20х1” с датчиком расхода; 10 – датчик расхода воздуха с цифровой индикацией (SMC PF2A); 11 – соединение через муфту комбинированную 20х1” с основной магистралью; 12 – гибкий шланг; 13 – контрольный участок магистрали; 14 – манометр (давление на входе в регулятор, G1/4”);
15 – заглушённая камера; 16 – регулятор давления (Camozzi, серия MX);
17 – манометр (давление за регулятором, G1/4”); 18 – соединение через трубу с резьбой 1” с ГПД; 19 – гаситель пульсаций давления (ГПД);
20 – контрольный участок магистрали; 21 – манометр (давление за ГПД)

Рисунок 6.1 – Принципиальная схема базового стенда

Модернизация испытательного стенда заключалась в следующем:

1) установлен дроссель на выходе из системы, за пределами малой заглушенной камеры, что позволило не только уменьшить скорость истечения воздуха в атмосферу, но и регулировать расход воздуха через систему. Установка дросселя за пределами малой заглушённой камеры позволила предотвратить влияние создаваемого им шума на исследуемую систему. Для полной изоляции исследуемой системы выход из малой заглушённой камеры был заложен звукопоглощающим материалом;

2) установлен регулятор давления Camozzi на выходе из ресивера, что привело к стабилизации давления на входе в испытуемый регулятор;

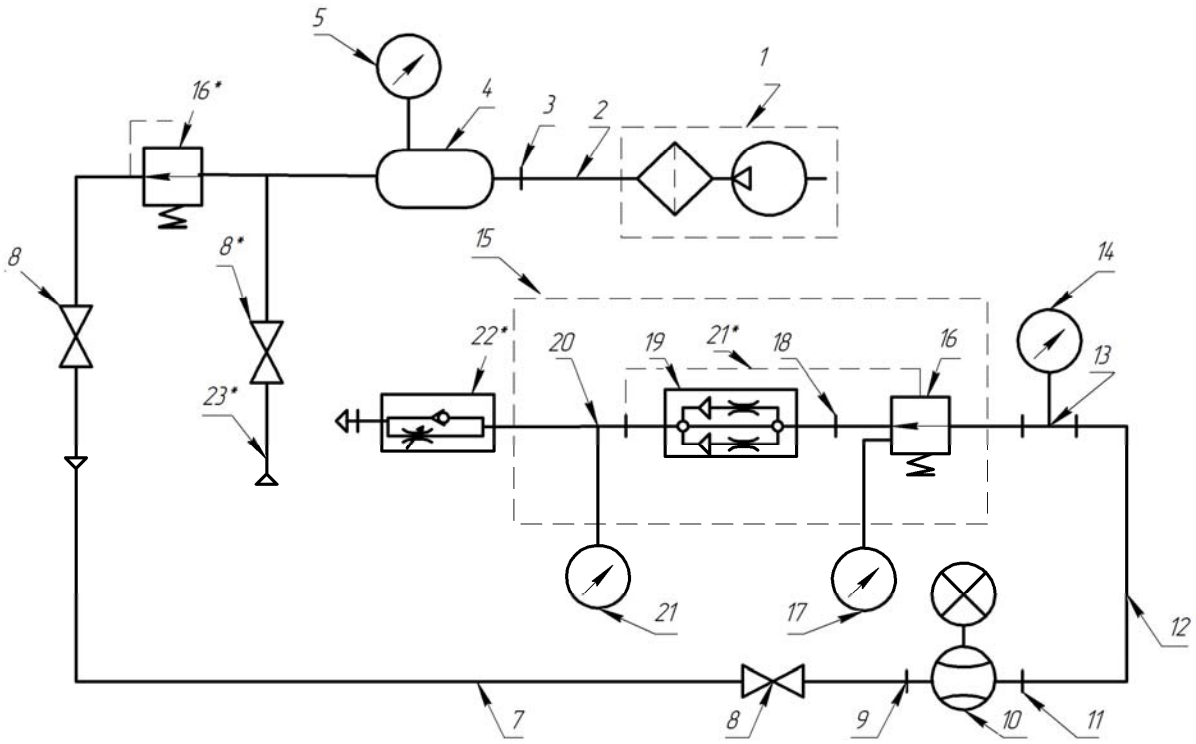
3) реализован подвод сжатого воздуха от компрессорной СГАУ. Данное конструктивное решение позволило уменьшить время наполнения ресивера и, следовательно, ускорить процесс проведения испытаний;

4) реализована обратная связь на исследуемый редуктор с выхода глушителя. Изменение конструкции регулятора давления и модернизация обратной связи позволили создать систему автоматического регулирования давления, учитывающую изменения в конструкции глушителя при проведении испытаний;

5) использована система, в состав которой вошли итальянские полипропиленовые трубки и цанговые фитинги фирмы Camozzi (диаметр трубки 6мм, резьба на фитинге G1/4”) и переходник с внешней резьбы М14 на внешнюю резьбу G1/4”.

При окончательной сборке стенда все резьбовые соединения герметизировались при помощи резиновых прокладок и ФУМ ленты. Все штуцерные соединения были усилены хомутами. Эти мероприятия позволили уменьшить утечки рабочего тела, а также повысить безопасность проведения испытаний.

В результате был модернизирован стенд, схема которого представлена на рисунке 6.2.



8* - вентиль перекрывной шаровой;

16* - регулятор давления (Camozzi, серия MX);

21* - обратная связь на исследуемом регуляторе давления 16;

22* - дроссель с обратной связью;

23* - магистраль подвода сжатого воздуха от центральной системы;

* - обозначены элементы, подверженные модернизации.

Рисунок 6.2 – Схема модернизированного стенда

Стенд включает малогабаритную заглушённую проточную камеру, информационно-измерительную систему на базе National Instruments и Lab VIEW и системы измерения шума Symphonie с измерительными микрофонами и датчиками пульсаций давления.

Внешний вид стенда для проведения экспериментальных исследований глушителя шума регулятора давления показан на рисунке 6.3.

Внутренняя поверхность камеры со звукопоглощающими матами показана на рисунке 6.4. Камера состоит из металлического корпуса, собираемого из трёх секций, и металлической двери. На задней стенки камеры установлено выхлопное устройство.

Рисунок 6.3 – Общий вид стенда

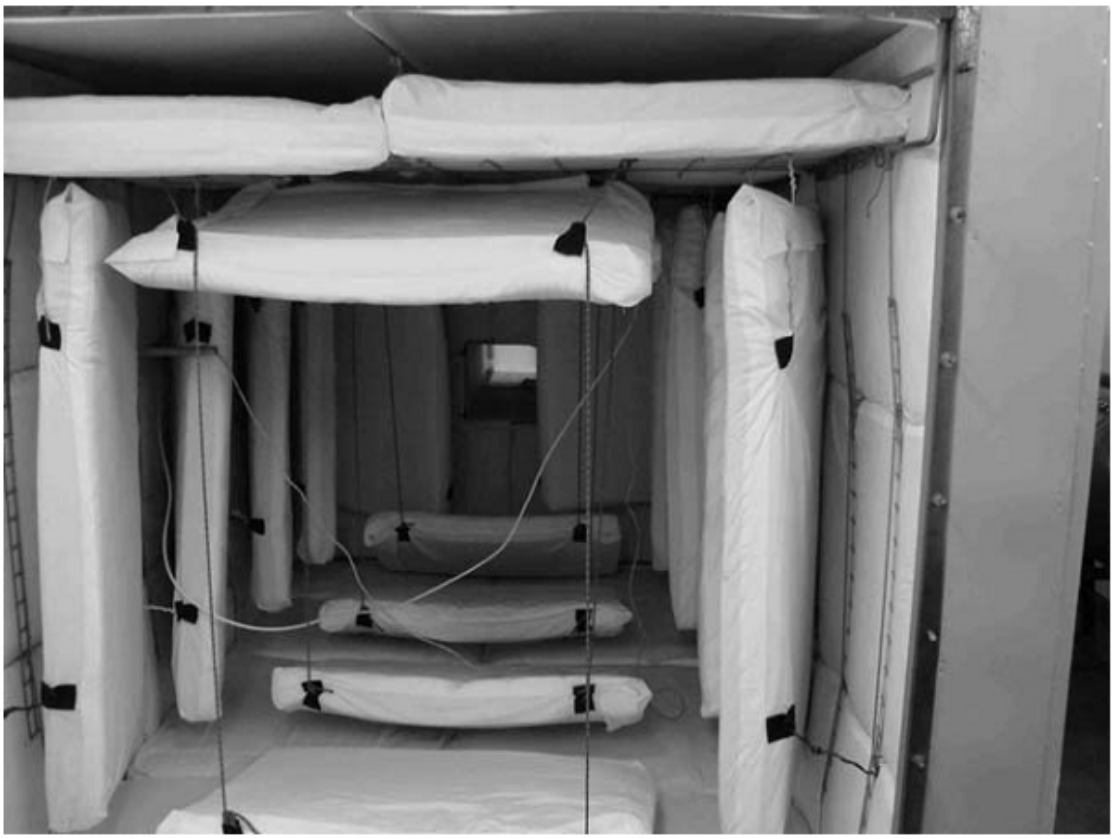


Рисунок 6.4 – Внутренняя поверхность акустической камеры

Внутри камеры вдоль стен установлено звукопоглощающее покрытие из облицовочных и навесных матов из сверхтонкого стекловолокна «Изовер», заключённого в чехлы из тонкой бязи, и слоя пористого материала «Изолон», наклеенного на внутреннюю поверхность корпуса камеры.

Основные технические характеристики установки приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Технические характеристики малой заглушённой камеры

Размер корпуса камеры, м	3×2×2
Размер рабочей зоны, м	2×1×1
Расход воздуха, нл/мин	150 - 3000
Измеряемые акустические давления в камере, дБ	30-165

В настоящее время любой физический эксперимент управляется и/или контролируется при помощи персональных компьютеров (ПК). Это позволяет проводить эксперименты на новом, высокопроизводительном уровне, с высокой точностью воспроизведения процессов [5, 46].

Для записи обработки и вывода информации используется оборудование National Instruments и графическая среда программирования LabVIEW [24].

На рисунке 6.5 схематично показано, как информация от датчиков преобразуется на монитор.

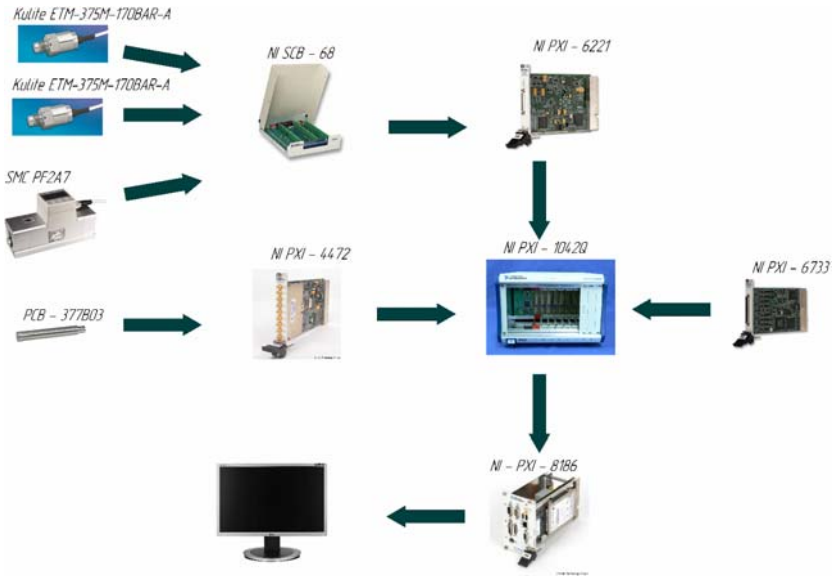


Рисунок 6.5 – Схема работы измерительной системы

В состав измерительной системы входят PXI-1042Q, NI PXI-8186, NI PXI – 4472, NI PXI – 6221, NI PXI-6733, NI SCB-68.

В ходе автоматизации были разработаны и отлажены три программы в графической среде программирования LabVIEW.

Первая программа (рисунки 6.7, 6.8) позволяет рассматривать данные в реальном времени, показывает напряжения с датчиков, что позволяет настроить датчики для корректного отображения ими информации.

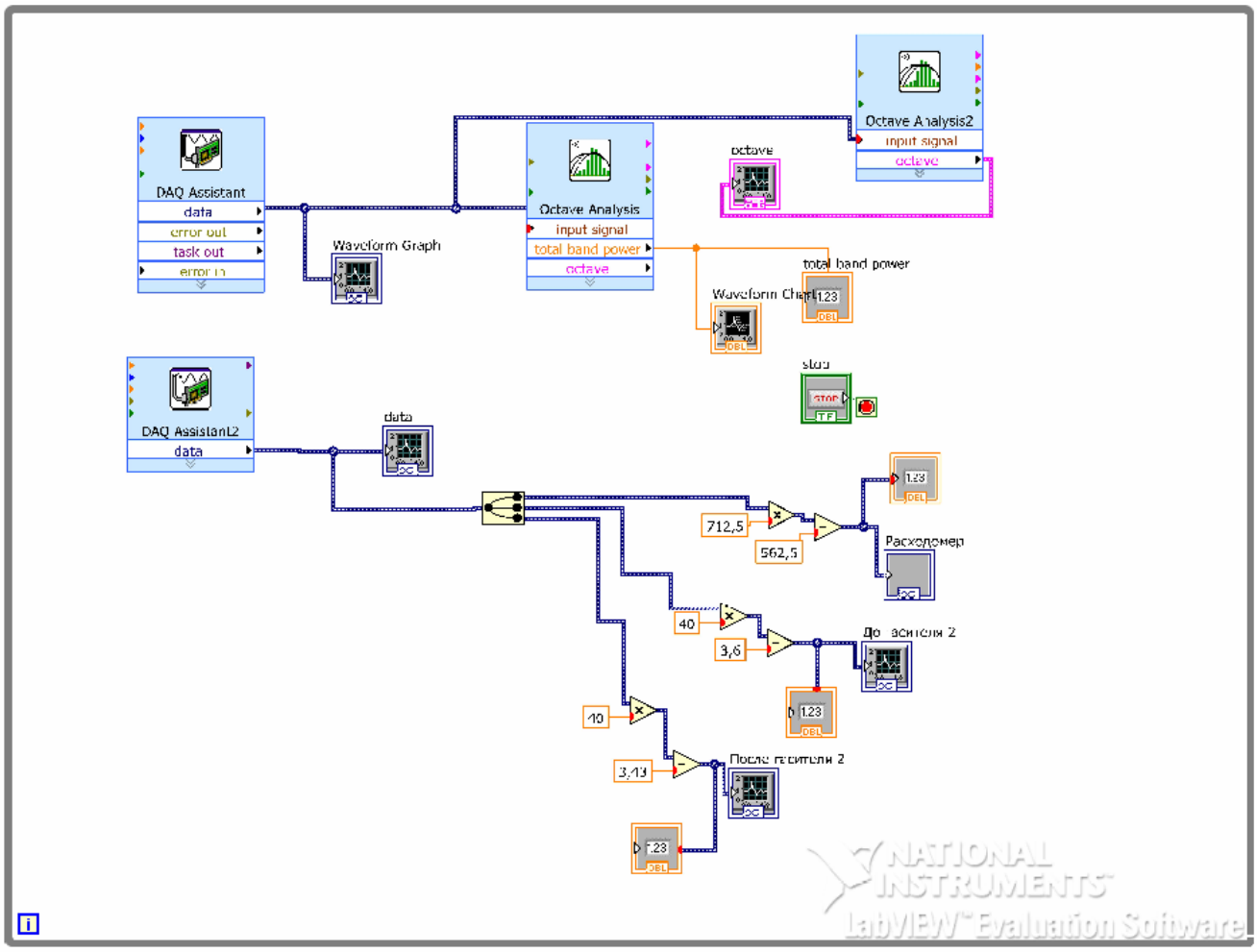


Рисунок 6.7 – Блок-схема первой программы

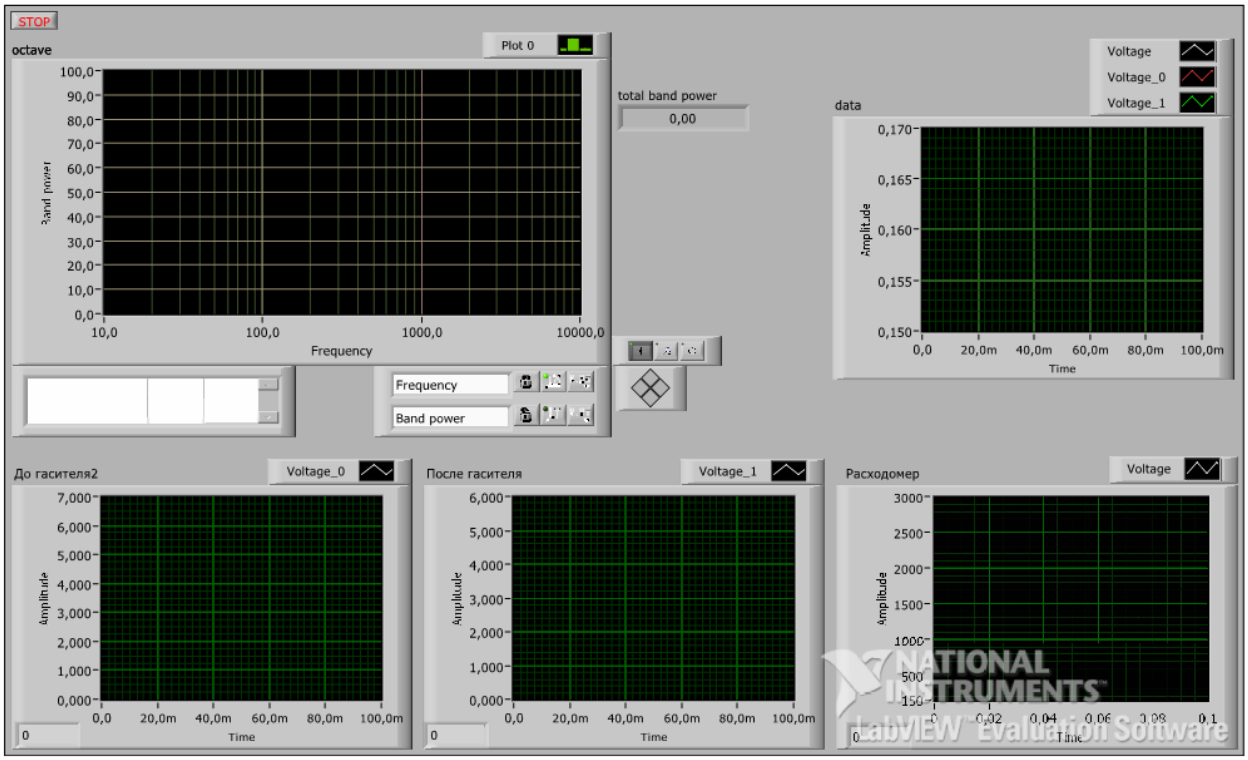


Рисунок 6.8 – Интерфейс первой программы

Вторая программа (рисунок 6.9) отвечает за запись данных эксперимента со всех датчиков.

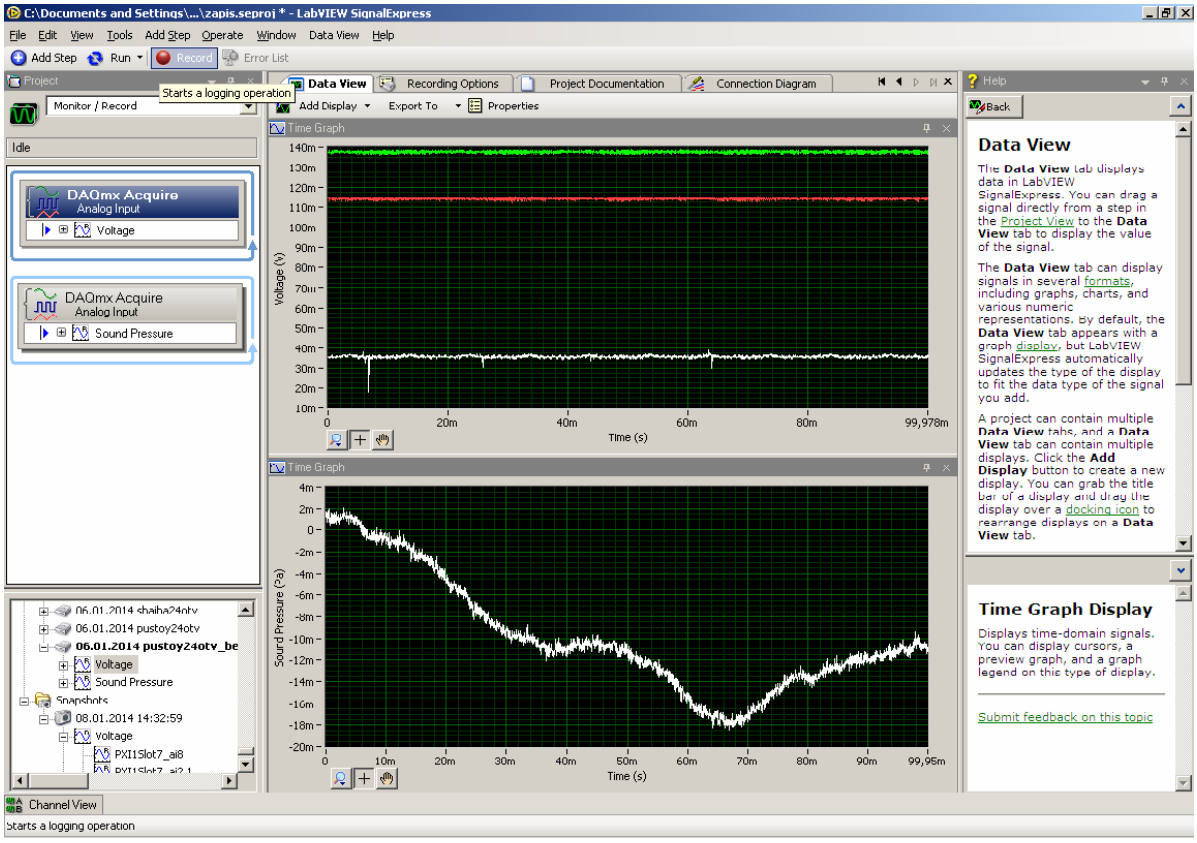


Рисунок 6.9 – Вид второй программы

Третья программа (рисунки 6.10, 6.11) позволяет обрабатывать и анализировать данные, записанные второй программой.

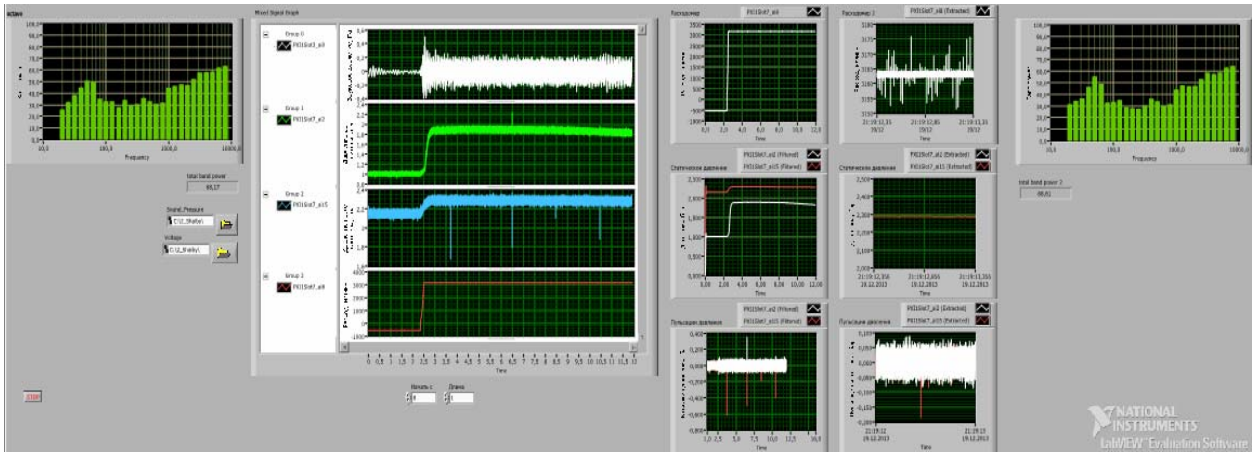


Рисунок 6.10 – Интерфейс третьей программы

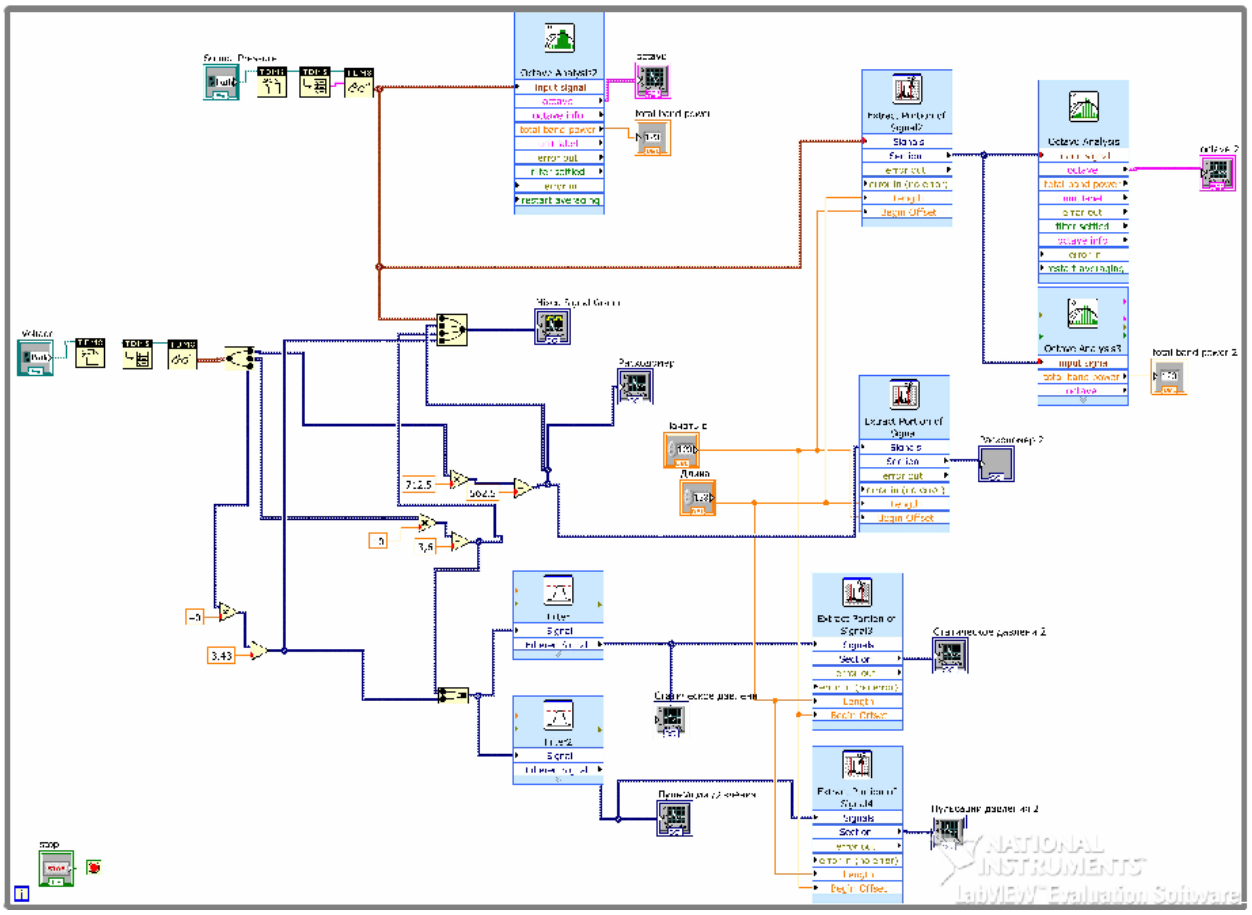


Рисунок 6.11 – Блок-схема третьей программы

Применение пакета LabView и оборудования National Instruments позволило достаточно быстро создать специализированные программы и провести ряд исследований по оптимизации параметров глушителя шума.

Автоматизация позволила проводить эксперименты с заданной точностью и минимальными трудозатратами оператора.

Методика экспериментальных исследований глушителя шума регулятора давления заключается в следующем:

- уровень шума измеряется на расстояние 0,5 м от исследуемой системы микрофоном и записывается измерительно-вычислительным комплексом в течение 5-10 секунд;
- этим же комплексом измеряется давление и пульсации давления в глушителе с помощью пьезорезистивных датчиков Kulite- 375M-170BAR (рисунок 6.12).

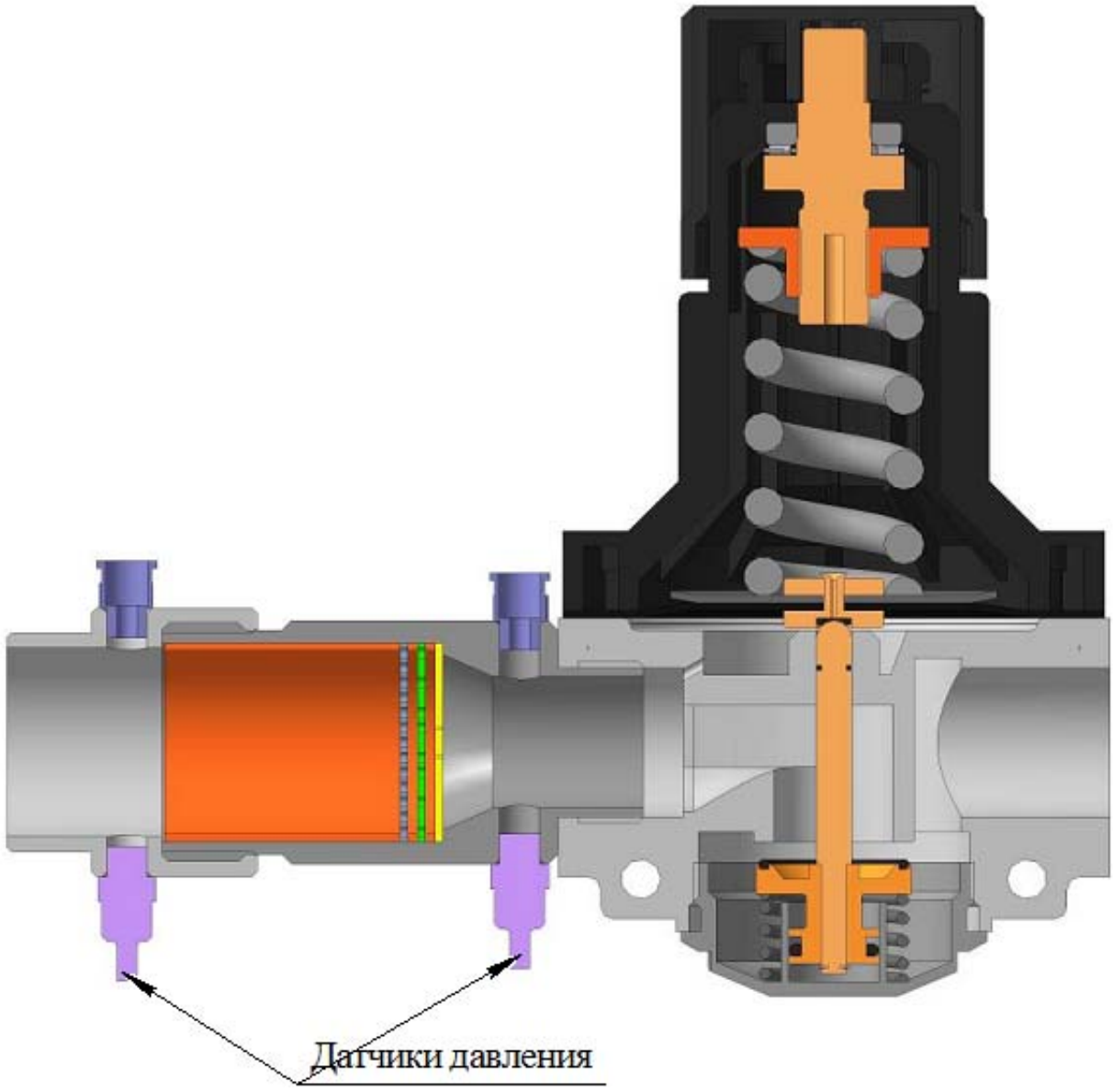


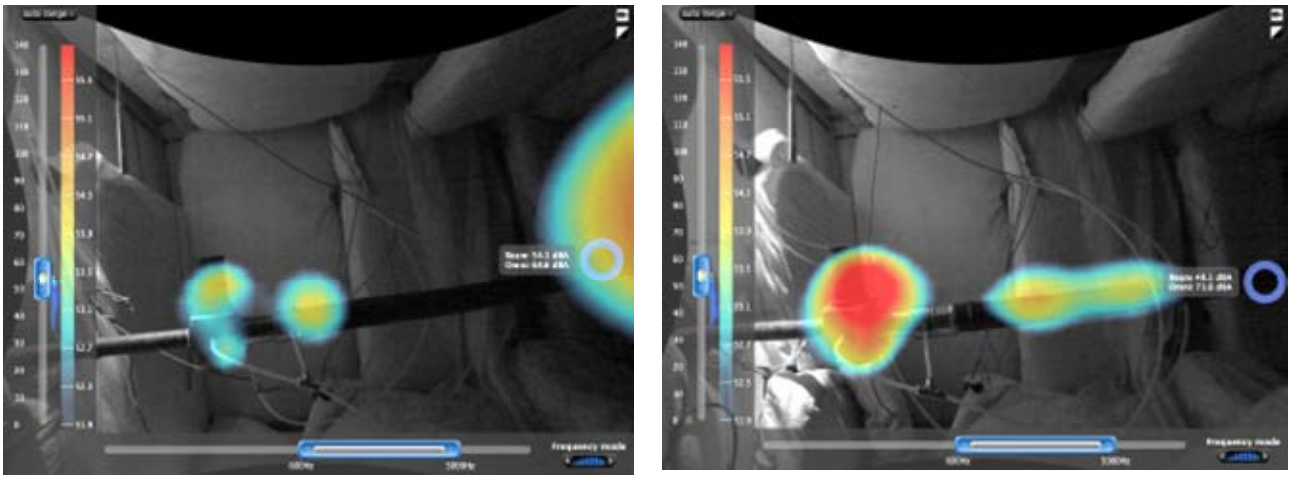
Рисунок 6.12 – Схема установки датчиков давления в глушителе

6.2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С РЕГУЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ CAMOZZI MX3-1

Были проведены исследования влияния дросселя, установленного на выходе из пневматической системы стенда, с помощью акустической камеры Norsonic Nor848. Акустическая камера Nor848 даёт возможность визуально представить уровень звука, поступающий к камере с разных сторон, слушать и делать записи звука в выбранном направлении (рисунок 6.13).

Рисунок 6.13 – Акустическая камера Norsonic

Результаты эксперимента представлены на рисунке 6.14.



а б

а- с дросселем, б - без дросселя

Рисунок 6.14 – Картина распределения шума

Результаты экспериментов позволяют сделать вывод о том, что дроссель на выходе из системы является значимым источником шума.

Далее были проведены исследования влияния положения регулятора давления на уровень излучаемого шума. Стоит отметить, что регулятор имеет характерное технологическое отверстие на нижней стороне. На рисунках 6.15 – 6.18 представлены иллюстрации визуализации источника шума регулятора давления в разных положениях. Иллюстрации демонстрируют акустический характер установки на частоте 4000 Гц.

Рисунок 6.15 – Вертикальное положение регулятора

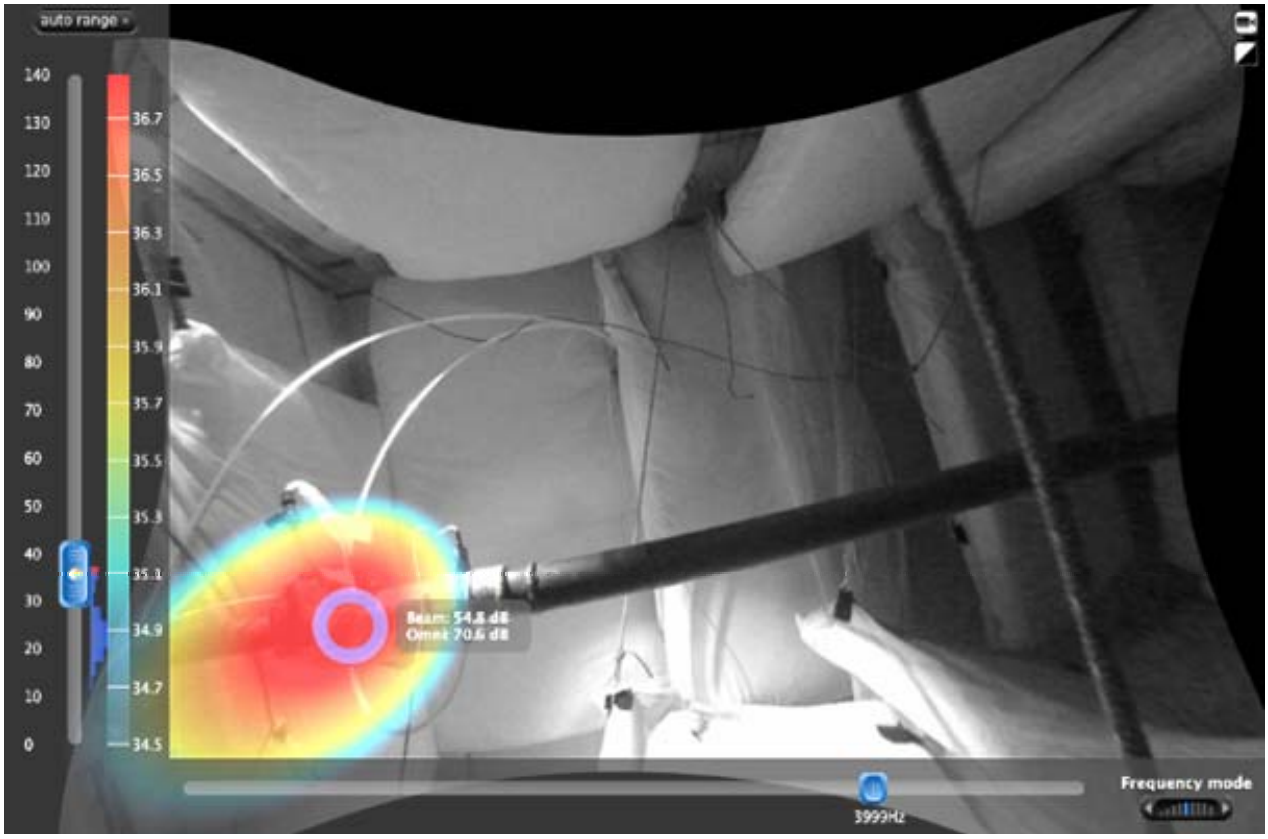


Рисунок 6.16 – Горизонтальное положение регулятора

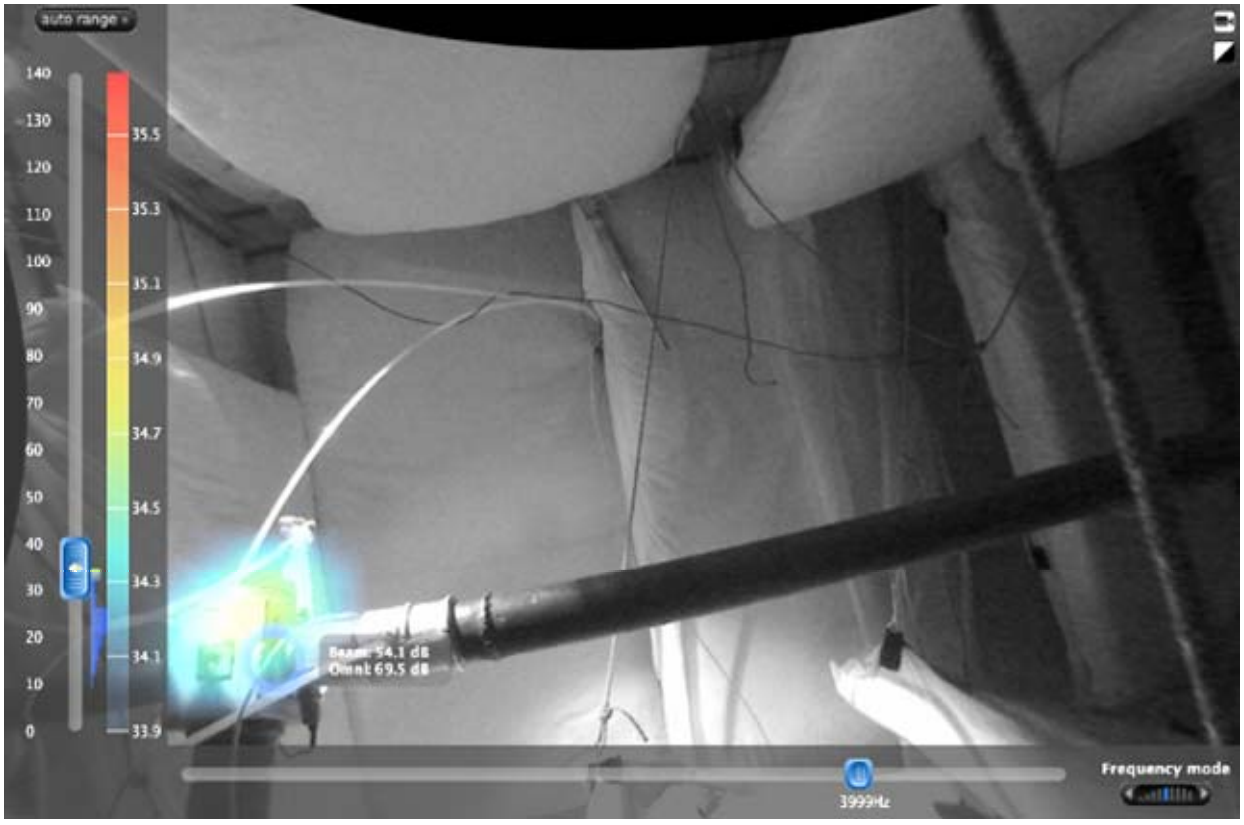


Рисунок 6.17 – Вертикальное положение регулятора (перевёрнутое)

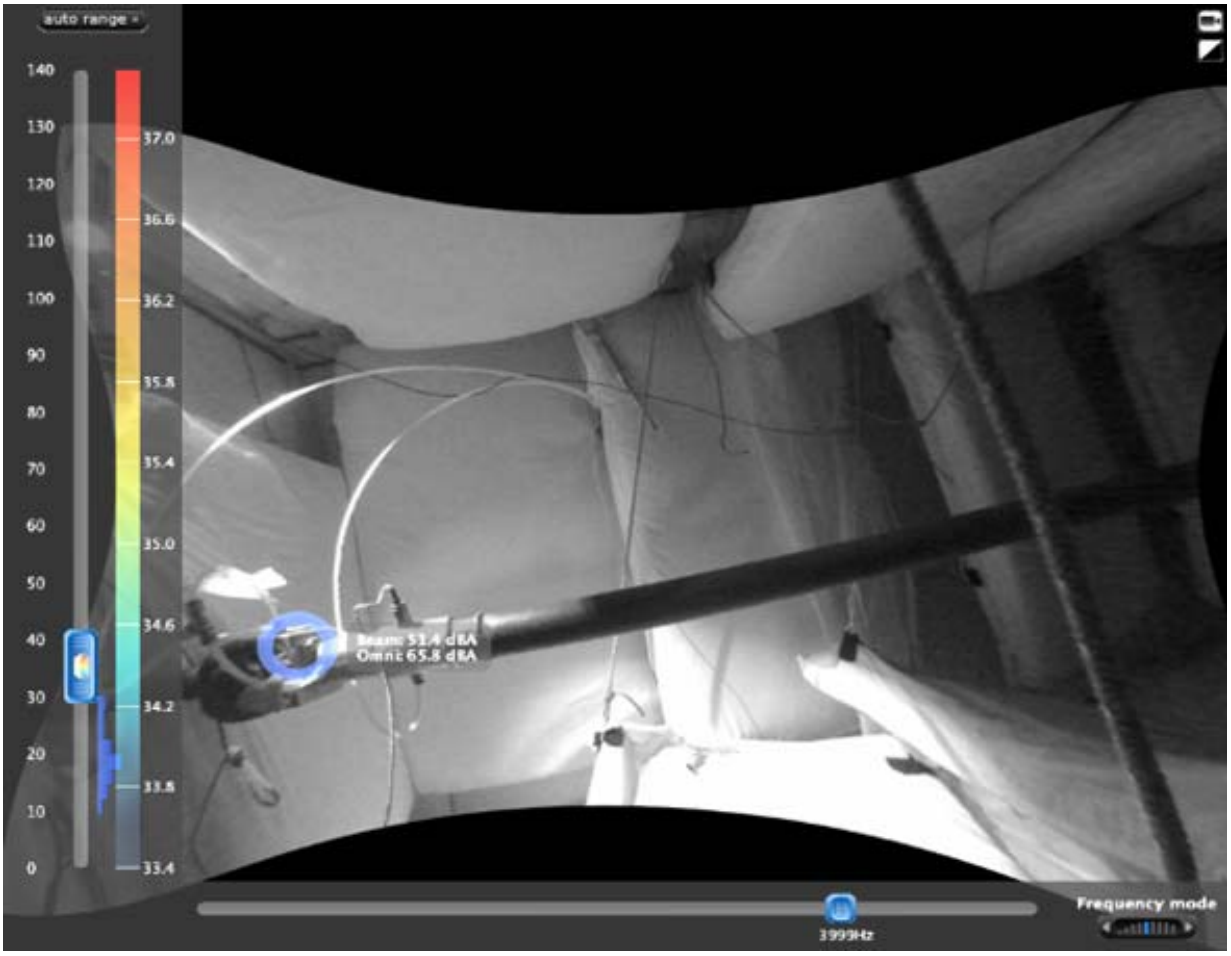


Рисунок 6.18 – Горизонтальное положение регулятора
(отверстие заполнено пластилином)

Использование визуализации источников шума позволило снизить неопределённость измерений уровня шума в четыре раза - с 4,96% до 1,26%. Неопределенность определялась аналогично неопределенности измерений коэффициента звукопоглощения (параграф 6.6.4) [37].

По результатам первоначальных испытаний было решено произвести экспериментальную оптимизацию модели глушителя. Были выявлены основные параметры конструкции, предположительно имеющие влияние на эффективность глушителя:

- количество шайб в конструкции глушителя;
- проходное сечение дроссельных шайб;
- толщина проставок, разделяющих шайбы, т.е. расстояние между шайбами.

Расчётным путём было показано, что дроссельные шайбы гасителя пульсаций давления являются вторичным источником шума, интенсивность которого зависит от перепада давления. С другой стороны, установка дроссельной шайбы приводит к тому, что снижается перепад давления на регуляторе. Значит, изменяя количество дроссельных шайб и площадь проходного сечения, можно изменять перепад давления и, следовательно, акустическую мощность источника. Для доказательства этого предположения была поставлена серия экспериментов.

В испытаниях принимали участие конструкции глушителя, имеющие от 1 до 6 шайб. Результаты испытаний представлены на рисунке 6.19.

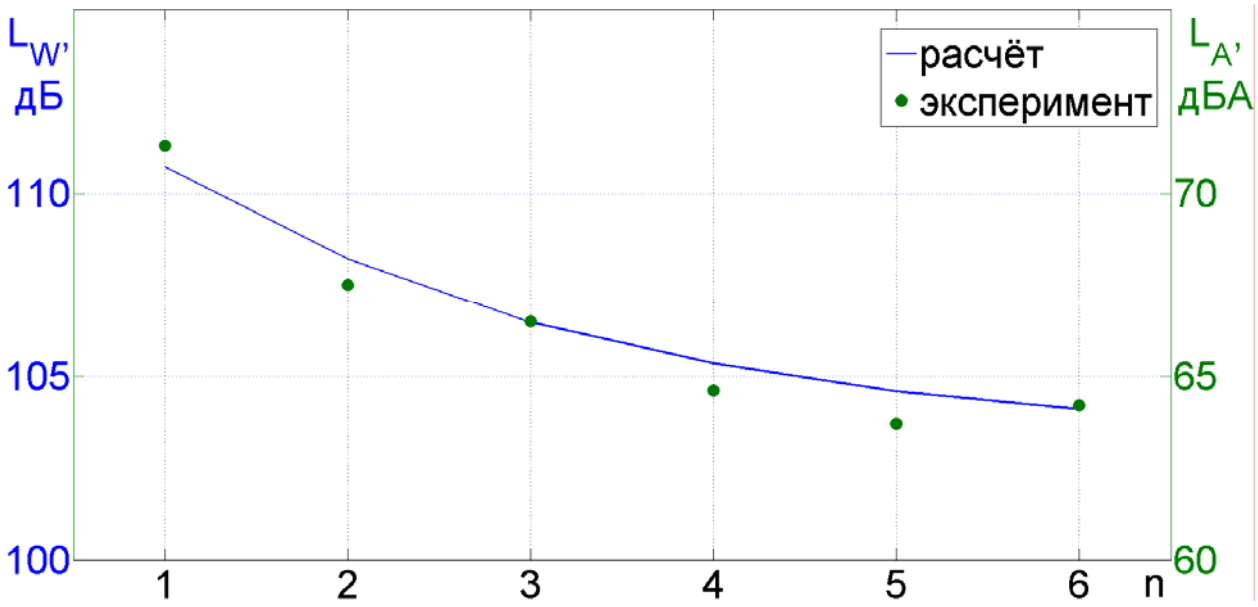


Рисунок 6.19 – Зависимость уровня шума от количества дроссельных шайб

Исходя из полученного графика, можно сделать вывод о том, что конструкция с пятью шайбами снижает общий уровень шума до 63,8 дБА, и эффективность гасителя пульсаций давления увеличивается до 9,6 дБА. При этом конструкция глушителя имеет такое же гидравлическое сопротивление, что и конструкция с шестью шайбами. Данный факт свидетельствует о малой эффективности использования шайб с большим проходным сечением, т.е. с низким гидравлическим сопротивлением. Уменьшение количества шайб приводит к уменьшению гидравли-

ческого сопротивления и уменьшению эффективности глушителя, так как перепад давления на регуляторе остаётся высоким.

Кроме количества дроссельных шайб на акустическую эффективность, безусловно, оказывает влияние площадь проходного сечения дроссельных шайб. Такое исследование представляет многомерную и трудоёмкую задачу. Поэтому было проведено исследование влияния размера проходного сечения первой шайбы конструкции на эффективность глушителя при неизменных значениях площади проходного сечения последующих шайб.

При проведении испытаний использовалась конструкция глушителя с шестью шайбами с максимально эффективными показателями. При этом подбиралось проходное сечение первой шайбы, а все последующие шайбы подбирались таким образом, чтобы реализовывался диффузорный канал. На основании разработанного в главе 4 метода определено, что эффективные конструкции глушителя имеют дроссельные шайбы с увеличением площади проходного сечения от входа к выходу [126]. На рисунке 6.20 показана зависимость общего уровня шума системы РД с глушителем при изменении площади проходного сечения первой дроссельной шайбы.

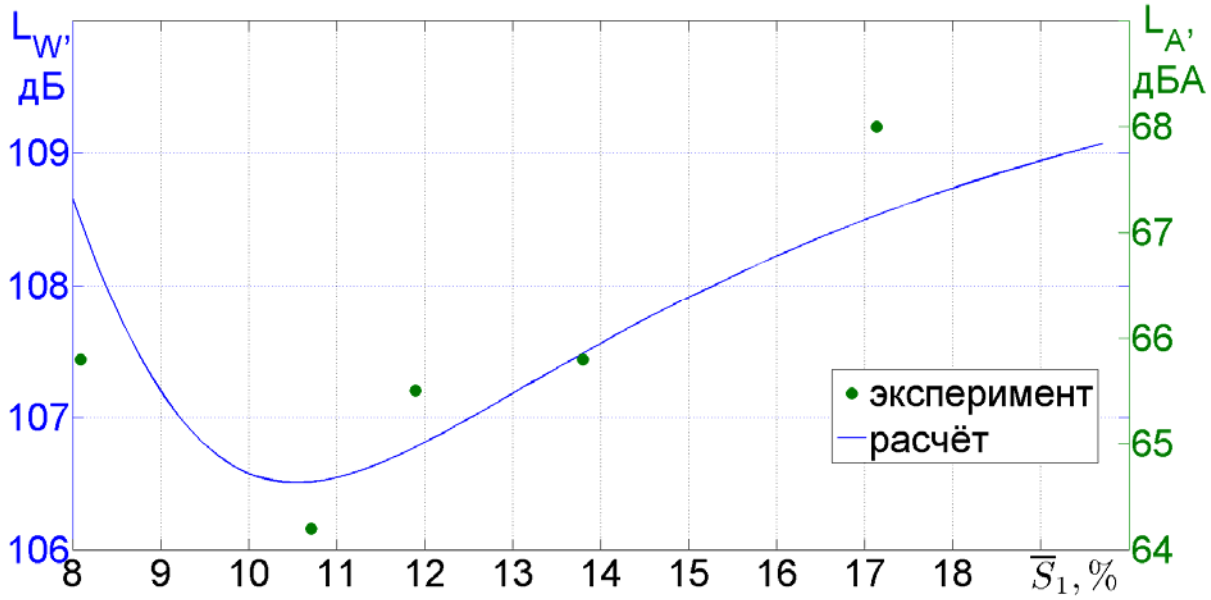


Рисунок 6.20 – Зависимость уровня шума от проходного сечения первой шайбы

Максимальную эффективность 9,1 дБА, показала конструкция с первой шайбой, проходное сечение которой 141,4 мм^2. Исходя из полученного графика можно сделать вывод о том, что конструкция с шайбой, проходное сечение которой равно 102,3 мм^2, имеет «пережатое» проходное сечение. За счёт этого уровень шума и эффективность уменьшается. Конструкции, начиная с шайбы, проходное сечение которой равно 157,2 мм^2, имеют относительно низкое гидравлическое сопротивление, что также умешает эффективность данных конструкций. Недостаточное гидравлическое сопротивление глушителя приводит к тому, что на самом регуляторе давления всё еще реализуется высокий перепад давления, и он остаётся значимым источником шума.

Из теории известно, как изменяется давление по длине канала при установке дроссельной шайбы. Значение давления имеет минимум там, где установлена дроссельная шайба, а затем давление повышается до определённого значения. Очевидно, что при изменении расстояний между дроссельными шайбами будет изменяться эффективность шумоглушения. В следующей серии испытаний определялось оптимальное значение толщины проставок (расстояний между дроссельными шайбами), используемых в глушителе.

В испытаниях принимали участие конструкции, имеющие проставки толщиной 2,5,7 и 10 мм.

Исходя из полученного графика (рисунок 6.21), можно сделать вывод о том, что конструкция с проставками 2 мм имеет максимальную эффективность 10,6 дБА. Увеличение толщины проставок уменьшает эффективность конструкции глушителя, при этом общий уровень шума возрастает с 65 дБА до 67,2 дБА.

Рисунок 6.21 – Зависимость уровня шума от толщины проставок

На рисунке 6.22 представлены результаты измерения пульсаций давления в одной и той же точке системы с глушителем и без него.

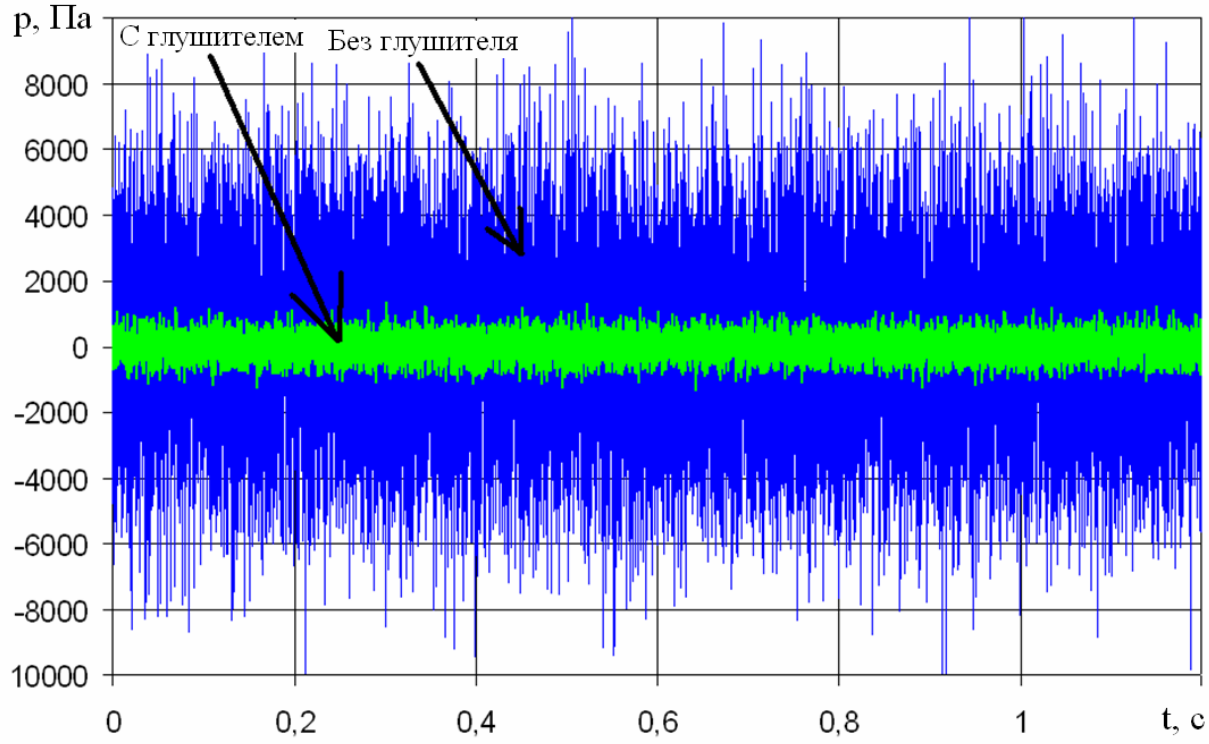


Рисунок 6.22 – Пульсации давления с ГПД и без него

По графику на рисунке 6.22 можно сделать вывод, что использование конструкции с глушителем с дросселирующими шайбами определённой конфигурации позволяет существенно уменьшить уровень пульсации давления. Известно, что

снижение пульсаций давления газового потока приводит к снижению уровня шума, излучаемого в окружающее пространство.

Так как сопоставление акустической мощности внутри трубопровода с уровнем звукового давления на расстоянии 1 м является отдельной сложной задачей, то в работе рассматривается результат эксперимента, направленного на снижение шума регулятора давления с использованием глушителя, состоящего из одной и двух дроссельных шайб. При этом контролировались давления на входе в регулятор, до и после глушителя, а также расход воздуха. На рисунке 6.23 представлено сравнение расчётных и экспериментальных данных давления до и после глушителя.

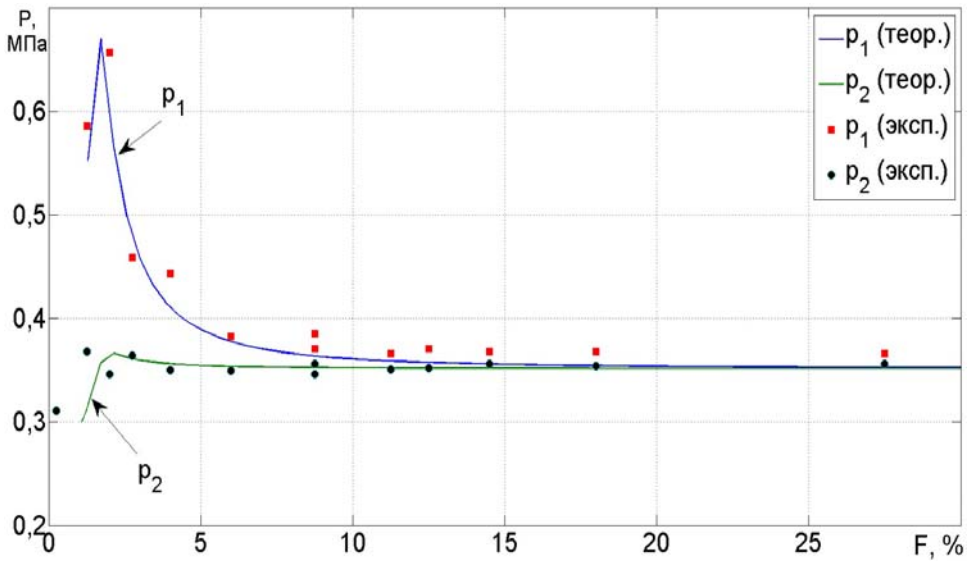


Рисунок 6.23 – Зависимость давления до p_1 и после глушителя p_2 от относительной площади проходного сечения F

Проведены экспериментальные исследования зависимостей уровней шума от параметров глушителя. На рисунке 6.24 представлена такая экспериментальная зависимость для глушителя, состоящего из одной шайбы, для разных расходов рабочего тела. На кривых, представленных на рисунке 6.24, наблюдаются минимумы уровня шума, соответствующие расчётным данным.

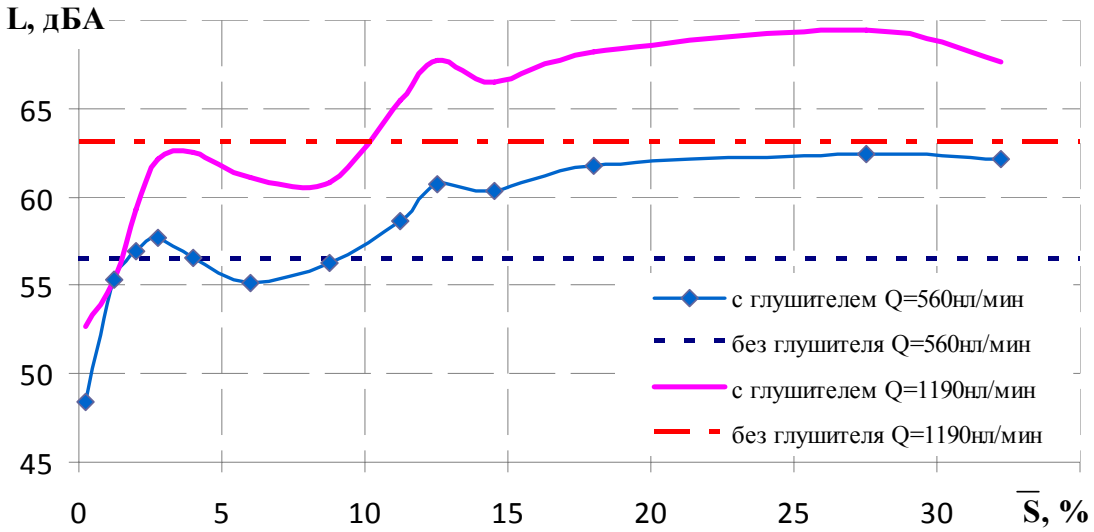


Рисунок 6.24 – График зависимости уровня шума от относительной площади проходного сечения F глушителя, состоящего из одной шайбы

Представляется возможность демонстрации эффективности разработанного метода и при использовании глушителя шума, состоящего из двух дроссельных шайб. На рисунке 6.25 показана поверхность, характеризующая зависимость уровня шума от параметров двухступенчатого глушителя. На поверхности очевиден минимум, что хорошо согласуется с расчётными данными, приведёнными в главе 3.

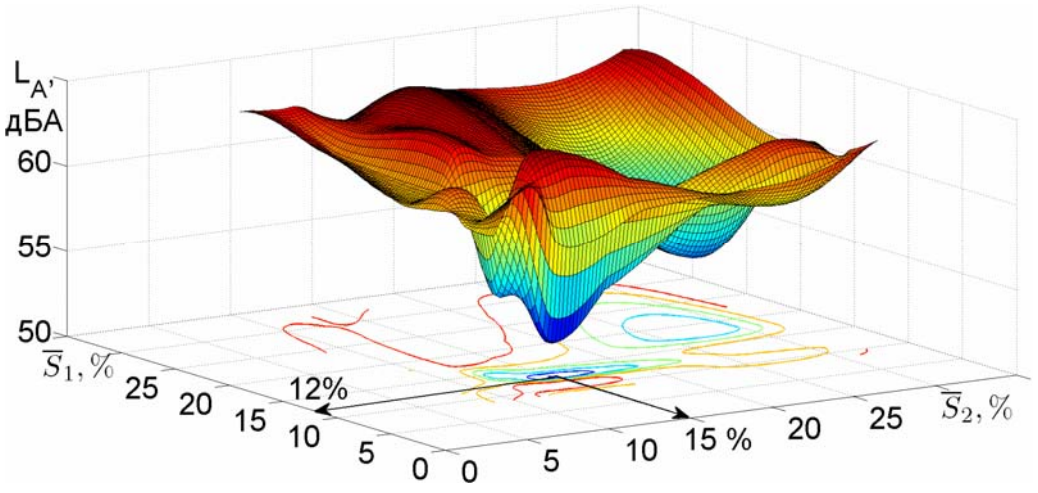
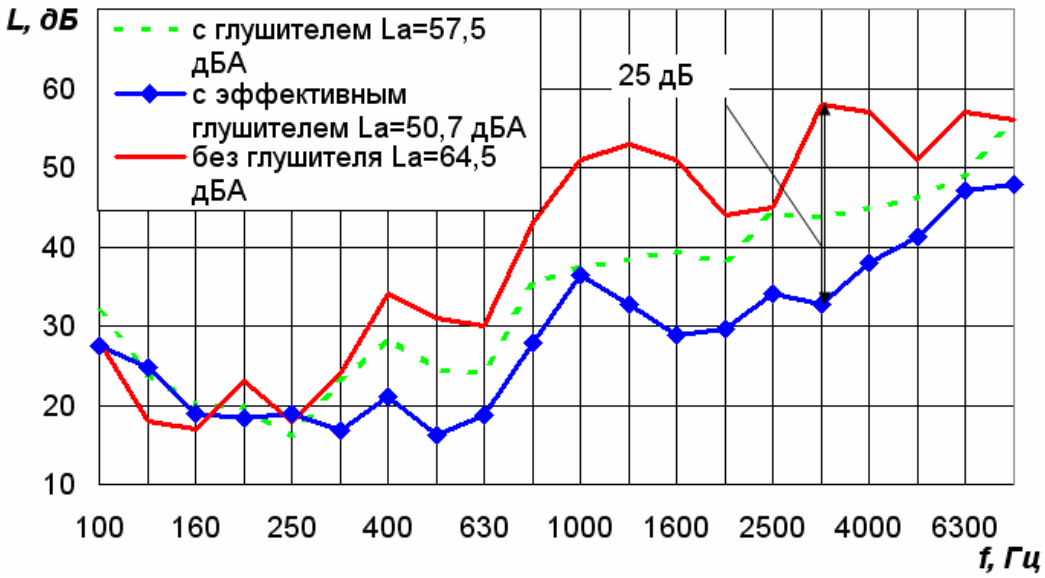


Рисунок 6.25 – График зависимости уровня шума от проходного сечения шайб

При использовании многоступенчатых глушителей невозможно на плоскости получить наглядные изображения, так как в этом случае речь идёт о многомерных

пространствах. Однако можно продемонстрировать действие разработанного метода на примере разных технических объектов. На рисунке 6.26 показаны частотные характеристики уровней звукового давления для различных параметров глушителей шума воздушного регулятора давления.



регулятор давления 1” с глушителем.

Рисунок 6.26 – Частотная характеристика уровней звукового давления для различных параметров глушителей

Эффективность шумоглушения в третьоктавных полосах частот достигает 25 дБ и 14 дБА. Эффективность разработанного метода подтверждают зависимости, приведённые на рисунке 6.27. Конструкция глушителя при этом состояла из одной дроссельной шайбы.

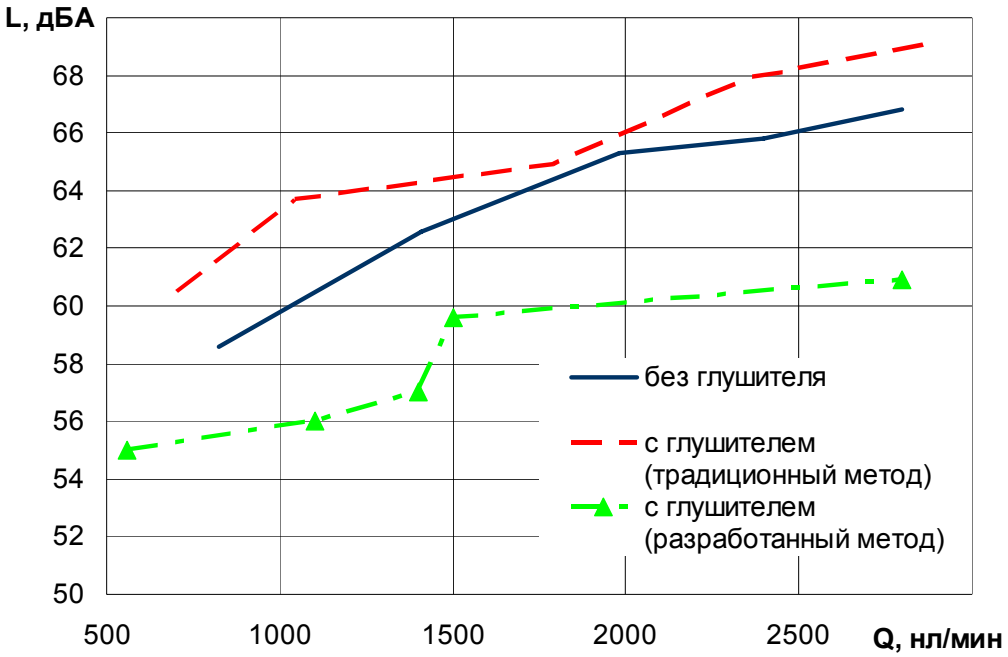


Рисунок 6.27 – Зависимость уровня шума от объёмного расхода с одной шайбой

При установке одной дроссельной шайбы, площадь которой не подбиралась, общий уровень шума увеличился. Причём это произошло во всём измеряемом диапазоне расходов. Из рисунка видно, что установка одной дроссельной шайбы приводит к увеличению общего уровня шума на 1-4 дБА. Если же в глушитель установить одну дроссельную шайбу, площадь которой подобрана в соответствии с разработанным методом, то и уровень шума снижается во всём диапазоне расходов.

Таким образом, при решении традиционным методом задачи определения характеристик и параметров глушителей существует риск получения недостаточной эффективности шумоглушения или нарушения работоспособности системы. Предложенный метод, в отличие от традиционно используемых при выборе параметров глушителей, позволяет решить задачу снижения шума без нарушения работоспособности системы.

6.3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДОВОДКА ГЛУШИТЕЛЕЙ ШУМА ВЫХЛОПА ПНЕВМОСИСТЕМ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ И СИСТЕМЫ ВЫХЛОПА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО СТЕНДА

Для сравнения эффективности разработанных глушителей (рисунок 6.28) с существующими аналогами производства фирм Ross (рисунок 6.29), Фильтран (рисунок 6.30), Herion (рисунок 6.31) были проведены экспериментальные исследования.

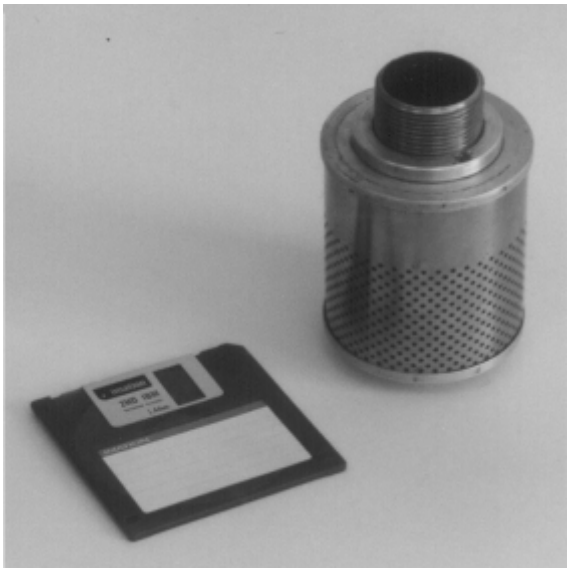


Рисунок 6.28 – Внешний вид пневмоглушителя ИАМ
с присоединительным размером 1,25”

Рисунок 6.29 – Внешний вид пневмоглушителя Ross

Рисунок 6.30 – Внешний вид пневмоглушителя Фильтран

Рисунок 6.31 – Внешний вид пневмоглушителя Herion

Перед и после проведения испытаний регистрировалось фоновое значение шума, величина которого составила 70 – 75 дБА, т.е. на 50-60 дБ меньше шума выхлопа сжатого воздуха. Этим обстоятельством обусловлена правомерность проведения данных работ. Измерение уровня звукового давления проводилось на расстоянии 1 м от среза сопла. Результаты испытаний сведены в таблицу 6.7.

Таблица 6.2 – Сравнительные характеристики различных глушителей

Глушитель	ΔL, дБА	$\bar{t} = t_2 / t_1$	Доремонтный ресурс, месяцы
Ross	22,6	1,77	6
Herion	30,3	1,13	0,5
Фильтран	24,5	1,2	12
ИАМ	29,6	1,12	12

В результате проведения испытаний установлено (таблица 6.7), что лучшими акустическими характеристиками обладают Herion и разработанные глушители ИАМ при соизмеримом гидравлическом сопротивлении. Однако глушители ИАМ обладают значительно большим межремонтным ресурсом и тем самым улучшают эксплуатационные характеристики производственного оборудования. Не менее важным показателем, кроме снижения уровня шума глушителем, является влияние установки глушителя на быстродействие пневмосистемы. Известно, что установка глушителя шума выхлопа увеличивает время опорожнения пневморесивера, то есть приводит к снижению быстродействия системы. В некоторых случаях это недопустимо по техническим требованиям, предъявляемым к пневмосистемам. К тому же, снижение быстродействия пневмосистемы, например, прессового оборудования, может привести к производственным травмам. В связи с вышесказанным при разработке глушителя шума необходимо знать не только, насколько снизился шум выхлопа, но и параметры быстродействия системы после установки глушителя шума. Следует отметить, что все глушители, кроме Ross, удовлетворяют условиям ГОСТ 25144-82 [35], а именно имеют безразмерное время падения давления $\bar{t} = \frac{t_2}{t_1} \leq 1{,}4$. Кроме того, конструкция "Ross" является наименее эффективной из рассматриваемых глушителей по показателю ΔL.

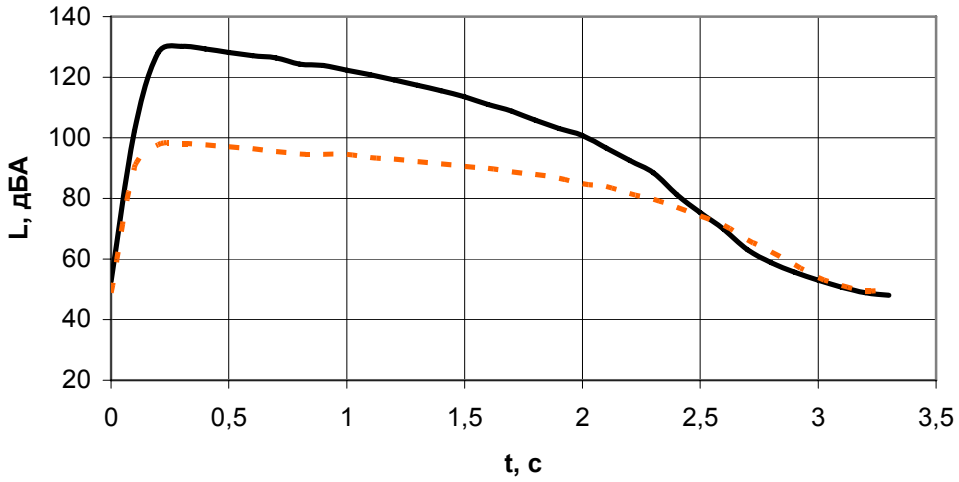
На следующем этапе проводились испытания штатных глушителей ИАМ различных типоразмеров, внедрённых в металлургическое производство ОАО «АвтоВАЗ». Результаты испытаний представлены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Эффективность штатных глушителей ИАМ

Типоразмер штатного глушителя ИАМ, дюйм	p_0, МПа	ΔL, дБА	$\bar{t} = t_2 / t_1$
1	0,55	30	1,38
1,25	0,55	31	1,35
1,5	0,55	30	1,2
2	0,55	29,6	1,12
2,5	0,55	29	1,08

Все типоразмеры разработанных глушителей соответствуют условиям ГОСТ.

Кроме того, были проведены исследования зависимости уровня шума выхлопа от времени. На рисунке 6.32 представлены зависимости уровня шума выхлопа от времени для случая выхлопа без глушителя и с глушителем ИАМ.



___ без глушителя; - - - с глушителем 2”.

Рисунок 6.32 – Экспериментальные зависимости уровня шума выхлопа от времени

Из рисунка следует, что уровень шума с глушителем меньше на протяжении всего выхлопа. Причём в конце выхлопа уровень шума с глушителем немного больше выхлопа без глушителя. С учётом того, что рассматриваемое явление

происходит в момент времени, когда уровни шума ниже санитарных норм, то это не является существенным.

На рисунке 6.33 представлена характерная зависимость падения давления в ресивере. Из рисунка видно, что при установке глушителя шума время падения давления увеличивается.

На рисунке 6.34 представлено сравнение расчётного и экспериментального изменения давления в пневмоёмкости при выхлопе сжатого воздуха без глушителя через отверстие 2”. Для сравнения с экспериментальными данными и со временем, определённым по формуле работы [30], были проведены расчёты времени падения давления в ресивере с 0,5 МПа до 0,2 МПа с начальным давлением 0,55 МПа через отверстия 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5 дюйма.

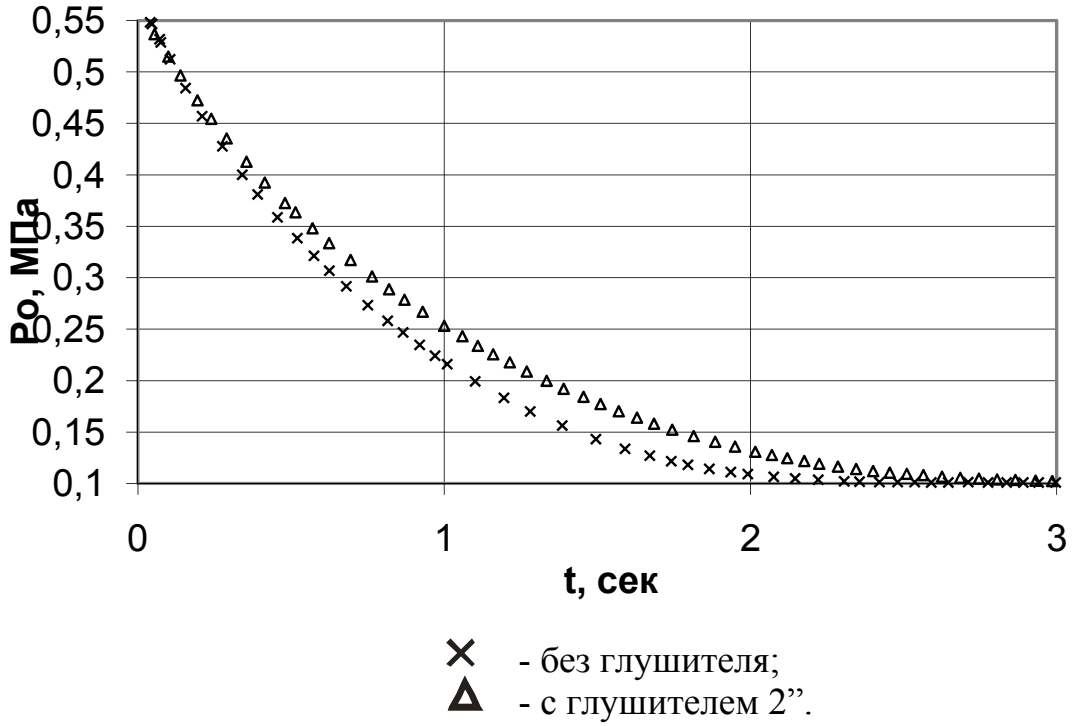
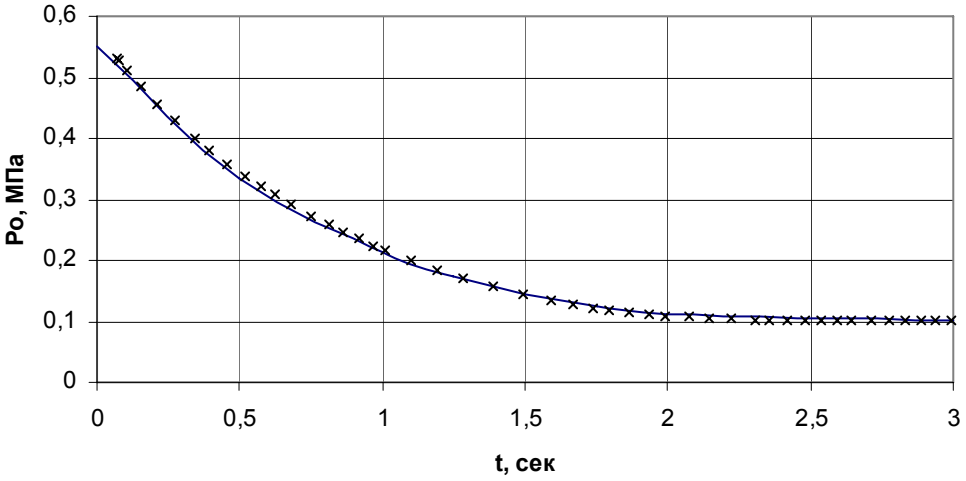


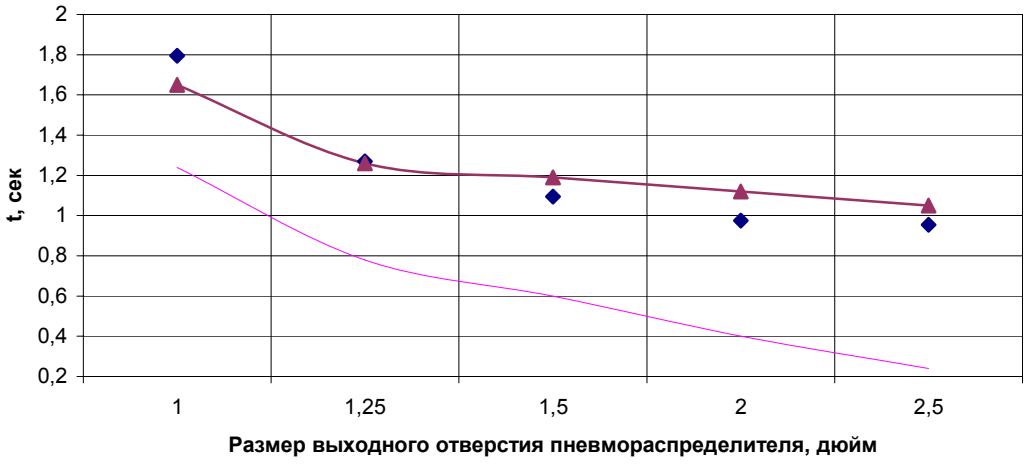
Рисунок 6.33 – Экспериментальные зависимости давления в пневморесивере от времени



- расчёт;
- эксперимент.

Рисунок 6.34 – Зависимость давления в ресивере от времени при выхлопе без глушителя

На рисунке 6.35 показано время падения давления при истечении через различные насадки пневмораспределителя, определённое по формуле работы [30], полученное в результате численного решения системы уравнений (3.23) (глава 3) и в результате эксперимента. Из рисунка видно, что расчёт с использованием системы уравнений (2.14) даёт хорошее совпадение с экспериментальными данными.



- расчёт по системе (2.14);
- эксперимент;
- расчёт по формуле работы [30].

Рисунок 6.35 – Время падения давления при истечении через различные насадки пневмораспределителя

Адекватность расчётных данных была проверена по критерию Фишера ***F*** [4]. В рассматриваемом случае расчётное значение критерия ***F=0,46***. Задавая уровень значимости ***q*** = 0,05, получим $F_{табл}=6,4$.

Выполнение условия $F_{табл}>F$ свидетельствует об адекватности разработанной модели.

С целью повышения эффективности глушителей шума была проведена их расчётно-экспериментальная доводка. В качестве параметров, влияющих на снижаемый глушителем уровень шума, были приняты коэффициенты внутренней и наружной перфорации $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$. Были изготовлены глушители шума трёх исполнений, отличающихся друг от друга геометрическими размерами (рисунок 6.36).

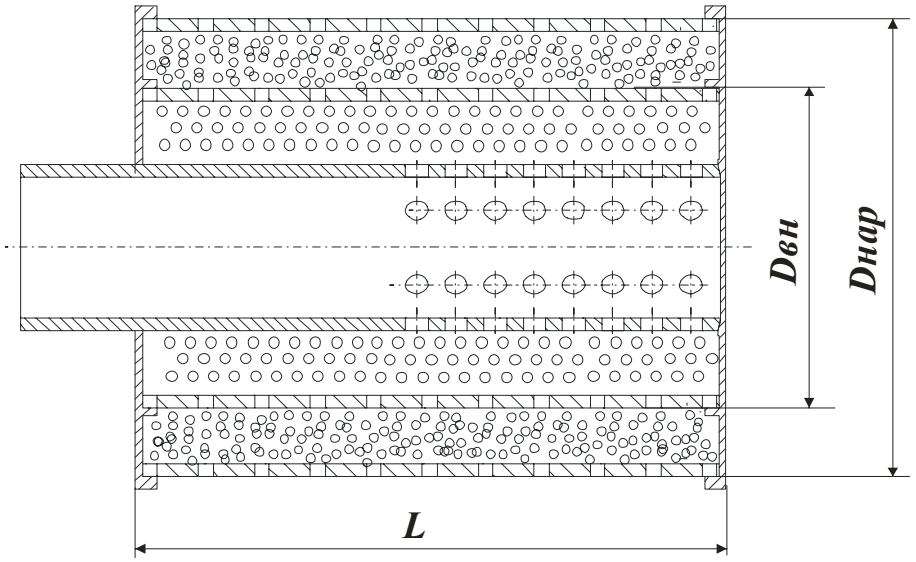


Рисунок 6.36 – Пневмоглушитель

В таблице 6.4 приведены основные геометрические данные глушителей ИАМ 2” различных исполнений.

Таблица 6.4 – Геометрические размеры

Глушитель ИАМ 2	$D_{вн}$, мм	$D_{нар}$, мм	L , мм	$D_{вх}$, мм
Исполнение 1	108	150	86	53
Исполнение 2	82	102	103	53
Исполнение 3	120	160	200	53

Через геометрические размеры рассчитываются коэффициенты $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$:

$\overline{S_1} = \frac{S_{внутр}^{отв}}{S_{вх}}$ - относительная площадь внутренней оболочки (коэффициент отношения суммарной площади отверстий внутренней оболочки к площади входного отверстия);

$\overline{S_2} = \frac{S_{нар}^{отв}}{S_{вх}}$ - относительная площадь наружной оболочки (коэффициент отношения суммарной площади отверстий наружной оболочки к площади входного отверстия);

$S_{внутр}^{отв} = S_{внутр}^{разв} K_{перф}$ - суммарная площадь отверстий внутренней оболочки,

$S_{нар}^{отв} = S_{нар}^{разв} K_{перф}$ - суммарная площадь отверстий наружной оболочки,

где $S^{разв} = \pi DL$ - площадь развёртки соответствующей оболочки;

$K_{перф}$ – коэффициент густоты перфорации.

Для пневмоглушителей ИАМ использовались перфорированные листы с густотой отверстий $K_{перф}=0,145$.

Результаты расчёта относительных площадей для глушителей различных исполнений представлены в таблице 6.5.

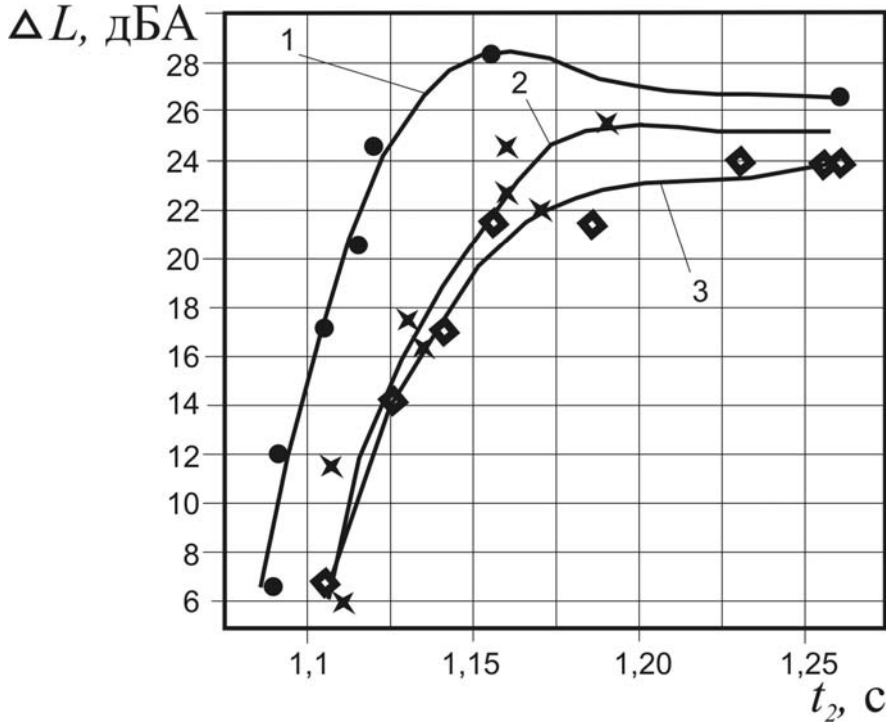
Таблица 6.5 – Коэффициенты отношения площадей исходных глушителей

Глушитель ИАМ 2	$S_{внутр}^{разв}$, мм^2	$S_{нар}^{разв}$, мм^2	$S_{вх}$, мм^2	$S_{вн}^{отв}$ мм^2	$S_{нар}^{отв}$, мм^2	$\overline{S_1}$	$\overline{S_2}$
Исполнение 1	29179,11	40526,55	2206,183	4231	5876,3	1,9178	2,6636
Исполнение 2	26533,89	33005,57	2206,183	3847,4	4785,8	1,7439	2,1693
Исполнение 3	75398,22	100531	2206,183	10933	14577	4,9555	6,6073

С целью повышения эффективности глушителей шума были проведены экспериментальные исследования влияния относительной площади перфораций, толщины засыпки, а также габаритных размеров глушителей на эффективность и время падения давления.

Изменение площади проходного сечения проводилось путём частичного закрытия перфорации обечаек. В зависимости от типа глушителя и его оболочки, закрытие площади проходного сечения осуществлялось на 10…85 %.

В результате проведённых экспериментальных исследований были построены графики зависимости эффективности глушителей от времени падения давления (t_2) для разработанных глушителей различного исполнения (рисунок 6.37).



1 – глушитель исполнения №1 ($\overline{S_1}$ =1,9; $\overline{S_2}$ =2,6);

2 – глушитель исполнения № 2 ($\overline{S_1}$ =1,7; $\overline{S_2}$ =2,1);

3 – глушитель исполнения № 3 ($\overline{S_1}$ =4,96; $\overline{S_2}$ =6,7).

Рисунок 6.37 – Эффективность глушителя ИАМ 2
от времени падения давления

Из совместного рассмотрения графиков на рисунке 6.57 можно сделать следующие выводы:

1. С ростом времени падения давления (t_2) эффективность шумоглушения (ΔL) растет;
2. На участке $t_2 = 1{,}175$ с, наблюдается «завал» характеристики $\Delta L = f(t_2)$;

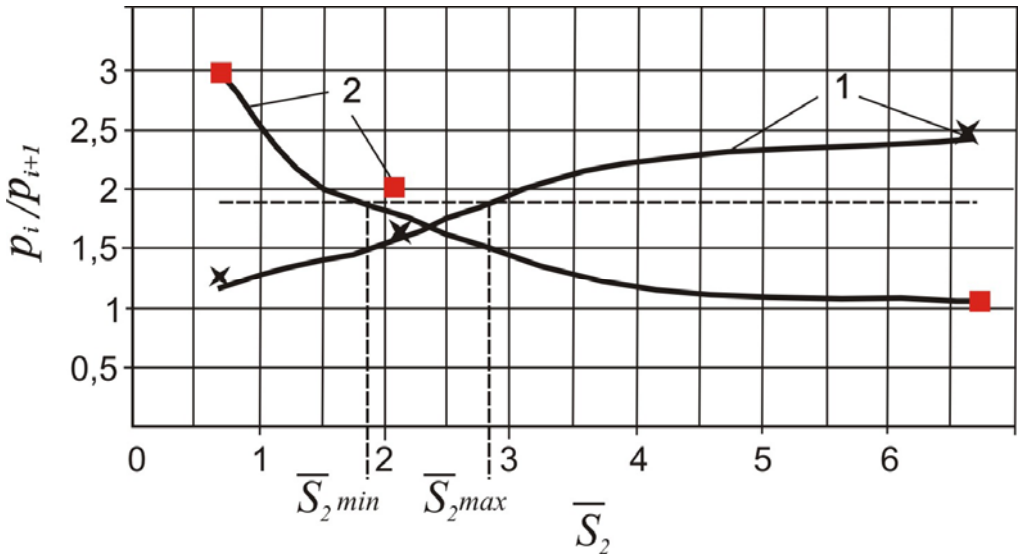
3. Увеличение габаритов глушителя при $t_2 = const$ приводит к увеличению эффективности шумоглушения;
4. В зависимости от типа глушителя кривые $\Delta L = f(t_2)$ значительно расслаиваются;
5. Внутренняя труба дает эффективность шумоглушения 6…7 дБа, для всех типов глушителей при $t_2 = 1{,}05…1{,}12$ с ;
6. Внутренняя труба в сочетании с внутренней оболочкой дает эффективность шумоглушения 9…14 дБа, причем кривая $\Delta L = f(t_2)$ имеет возрастающий характер в зависимости от $\overline{S_1}$;
7. Глушитель без засыпки дает эффективность 12…17 дБА при $t_2 = 1{,}105…1{,}14$ с;
8. Засыпка даёт прирост в эффективности шумоглушения на 4…8дБа в зависимости от типа глушителя.

На основании анализа графика, приведённого на рисунке 6.57, было решено провести дополнительные испытания по определению оптимальных коэффициентов площадей по наружной и внутренней перфорации.

На базе разработанной в главе 3 математической модели расчётными методами были исследованы зависимости давления в полостях глушителя шума. Глушитель исполнения 3 в исходном состоянии имеет коэффициенты $\overline{S_1}$ = 4,9 и $\overline{S_2}$ = 6,7. Закрывая наружную и внутреннюю перфорацию, меняем коэффициенты $\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$. При изменении площадей проходимых сечений ($\overline{S_1}$ и $\overline{S_2}$) происходит перераспределение давлений по полостям выхлопной системы с глушителем шума. При определённых условиях может возникнуть критический перепад давлений на каком-либо из сечений пневмосистемы с глушителем шума.

Были экспериментально исследованы полученные ранее при помощи разработанной модели перепады давления на различных элементах глушителя в зависимости от коэффициента $\overline{S_2}$. На рисунке 6.38 представлено сравнение расчётных и экспериментальных зависимостей отношения давления на отверстиях центральной трубы и отверстиях наружной оболочки. Экспериментальные точки хорошо

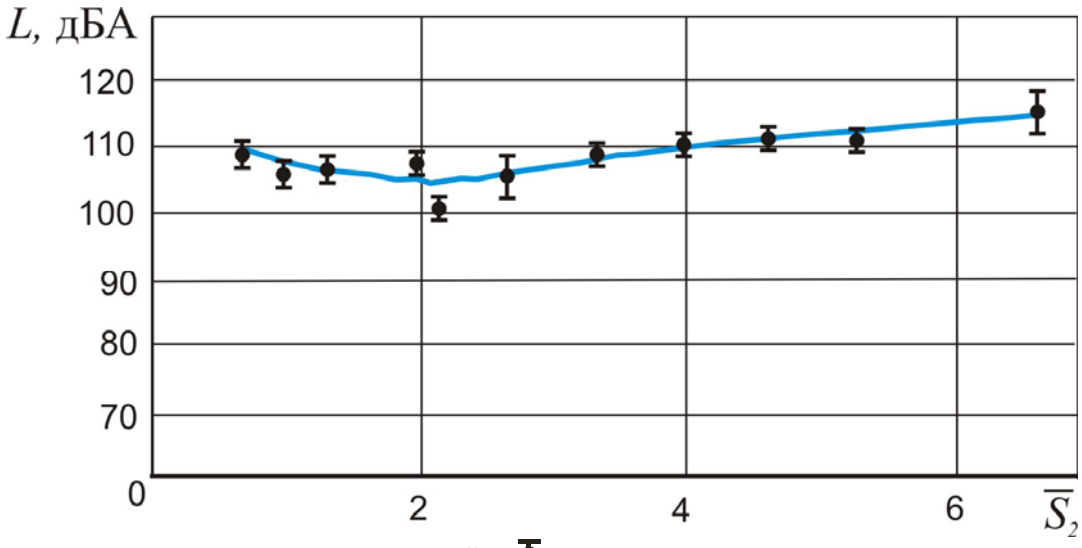
соответствуют расчётным кривым. Таким образом, подтверждён диапазон изменения $\overline{S_2}$, при котором отсутствуют критические режимы истечения.



——— - расчёт; ■, ✕ - эксперимент.

Рисунок 6.38 – Сравнение расчётных и экспериментальных зависимостей отношения давления на отверстиях центральной трубы (1) и отверстиях наружной оболочки (2)

На рисунке 6.39 представлены расчётные и экспериментальные зависимости изменения уровня шума выхлопа с глушителем по шкале А от коэффициента $\overline{S_2}$.

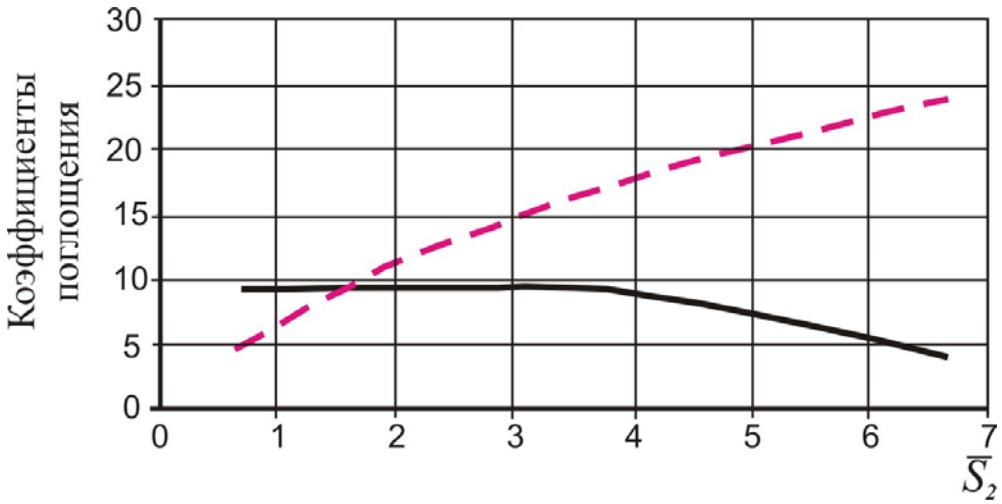


——— - расчёт; ⊕ - эксперимент.

Рисунок 6.39 – Зависимость уровня шума выхлопа с глушителем шума от коэффициента отношения наружной перфорации

Зависимость уровня шума выхлопа с глушителем от коэффициента $\overline{S_2}$ имеет минимум в районе $\overline{S_2}$ =2…2,5 и достигает 101 дБА.

Экспериментальные точки хорошо совпадают с расчётной кривой, что говорит об адекватности разработанной модели. Также при проведении данной серии экспериментов были получены введённые ранее поправочные коэффициенты $\Delta\varepsilon$ и $\Delta L_{зас}$. На рисунке 6.40 представлены расчётно-экспериментальные коэффициенты $\Delta\varepsilon$ и $\Delta L_{зас}$ от $\overline{S_2}$. Коэффициент $\Delta\varepsilon$ связан с экранированием внутренних струек внешними. Этот коэффициент растёт с увеличением $\overline{S_2}$, что было подтверждено ранее в работе [23]. Коэффициент $\Delta L_{зас}$ практически не зависит от $\overline{S_2}$, так как относительная площадь отверстий центральной трубы $\overline{F} = 1$. Поэтому этот коэффициент показывает лишь затухание звука, генерируемого струйками, истекающими из отверстий центральной трубы, в гранулированном поглотителе.



- - - $\Delta\varepsilon$; — $\Delta L_{зас}$.

Рисунок 6.40 – Расчётно-экспериментальные зависимости поправочных коэффициентов

В результате проведения сравнительных испытаний пневмоглушителей различного производства установлено, что лучшими акустическими характеристиками обладают Herion и разработанные глушители ИАМ при соизмеримом гидравлическом сопротивлении (рисунок 6.41). Однако глушители ИАМ обладают значительно большим доремонтным ресурсом и тем самым улучшают эксплуатационные характеристики производственного оборудования.

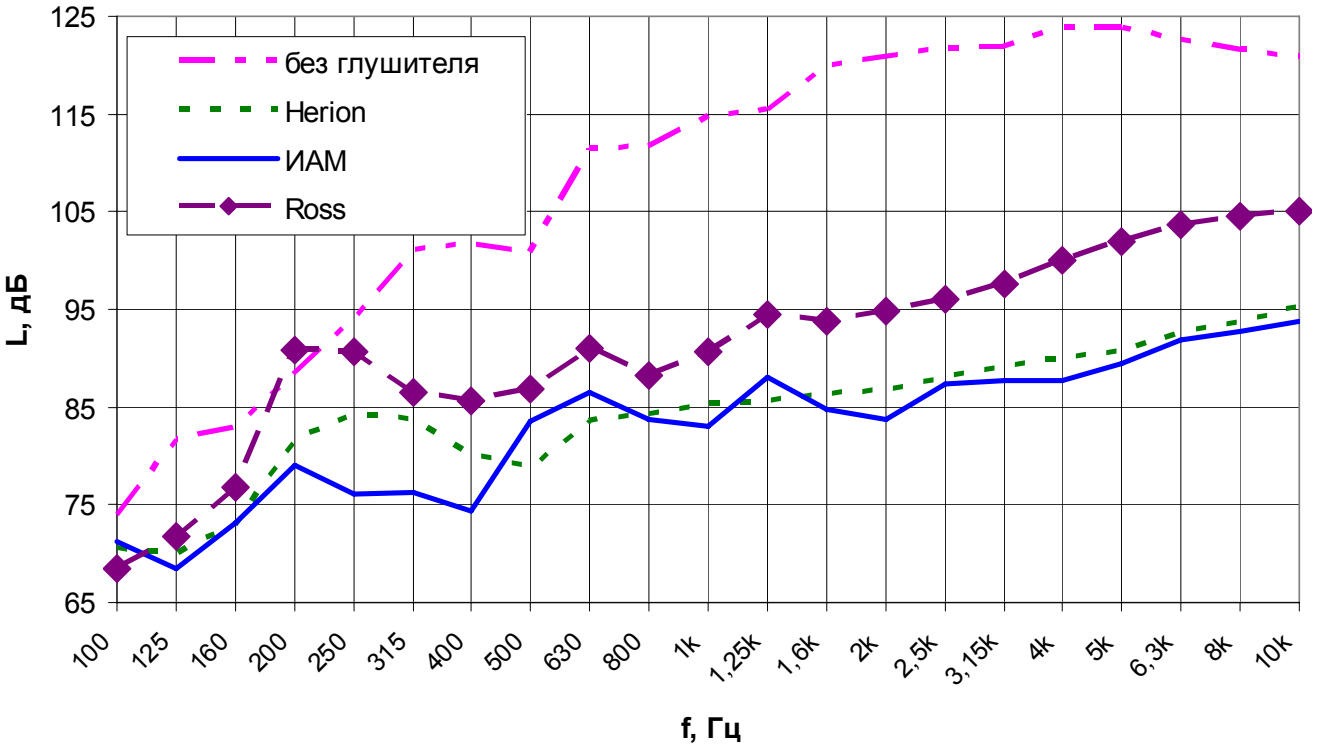


Рисунок 6.41 – Спектры шума выхлопа при различных условиях

Эффективность глушителя шума растёт с увеличением частоты и достигает 35 дБ (4000 Гц). При установке глушителя максимум спектра смещается с 4000 Гц в область частот выше 10000 Гц.

На территории ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс» (ныне АО «РКЦ «Прогресс») были проведены испытания глушителя шума выхлопа пневмосистемы испытательного стенда, конструкция которого описана в § 5.6.

На рисунке 6.42 показаны спектры шума выхлопа пневмосистемы испытательного стенда с глушителем и без него. Уровень шума фона при этом был меньше измеренного уровня шума более чем на 10 дБ.

Из рассмотрения графиков, представленных на рисунке 6.42, видно, что установка глушителя шума приводит к снижению шума во всех нормируемых октавных полосах частот.

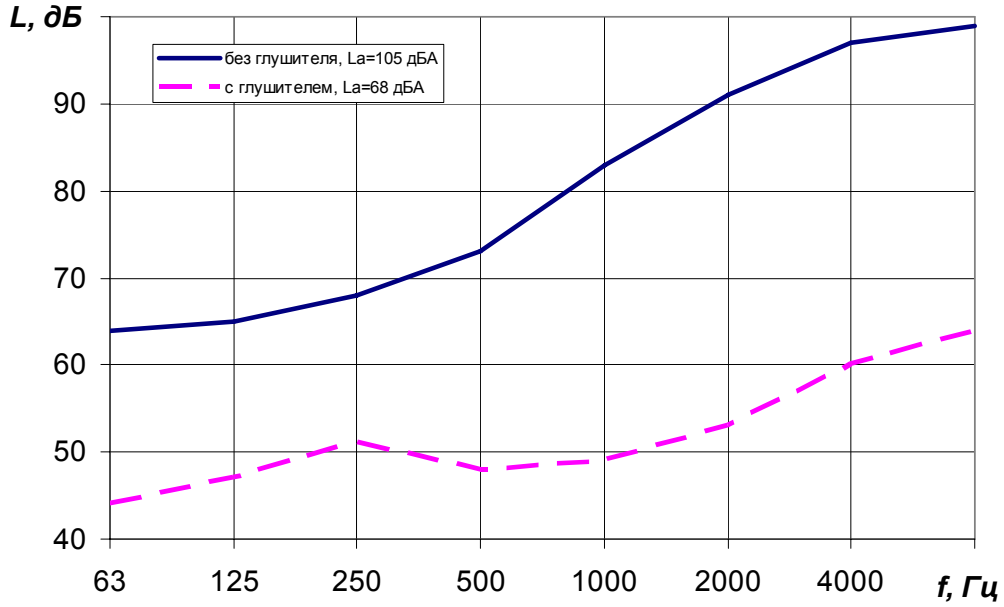


Рисунок 6.42 – Спектры шума выхлопа пневмосистемы испытательного стенда при различных условиях

Эффективность глушителя достигает 38 дБ, а корректированный уровень снижается на 37 дБА, что соответствует установленной норме [33, 77].

6.4 ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С РЕГУЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ РДПП 80 – 50 М

Испытания различных вариантов физической модели глушителя (далее просто глушителя) проводились в целях определения оптимальной схемы по снижению шума и её экспериментальной доводки. Конструкция модели позволяет за счёт её оперативной переборки в достаточно короткие сроки испытать десятки вариантов возможных схем глушителя, которые могут отличаться порядком следования дроссельных шайб (с различным количеством профилированных отверстий) и вариацией расположения дросселя.

Во время исследований измерялись статические давления на входе и выходе глушителя, расход воздуха через регулятор давления и глушитель, пульсации давления на входе и выходе глушителя, а также акустическое давление, создавае-

мое звукоизлучающим трубопроводом (в акустической заглушённой камере). Подробно описание экспериментального стенда дано в отчёте [70].

Предварительно перед испытаниями заполняется один или нескольких баллонов сжатым воздухом от компрессоров, расположенных в помещении станции. Возможны испытания с постоянным подключением испытательного стенда к баллону высокого давления компрессорной станции и с питанием стенда воздухом из трубопроводной системы компрессорной станции при закрытом вентиле высокого давления. Первый вариант используется, если давление в баллоне меньше 100 кгс/см^2 . Если давление в баллоне превышает 100 кгс/см^2, то кратковременным открытием вентиля высокого давления подаётся воздух и заполняется магистраль от баллонов до раздаточного щита на компрессорной станции. Воздуха в трубопроводе компрессорной станции хватает на проведение нескольких испытаний. Контроль за давлением в магистрали отслеживается по показаниям манометров на распределительном щите. Для начала работы оно должно составлять не менее 60 кгс/см^2 . Перед подачей воздуха необходимо проверить состояние входного шарового крана на входе испытательного стенда. Он должен быть закрыт. Далее с помощью редуктора Р3-80-55 устанавливается давление, которое будет подаваться на испытуемый редуктор РДПП-80-50. В настоящих испытаниях оно устанавливается на уровне 40 кгс/см^2. Рабочее давление на выходе испытательной установки должно составлять не менее 3 и не более 7 кгс/см^2 . Минимальное давление соответствует рабочему режиму редуктора. После настройки входного давления открывается входной шаровой кран, открывается выходной кран стенда и выполняется запись параметров на информационно-вычислительный комплекс LMS SCADAS Mobile.

Для подтверждения эффективности предложенного метода были проведены эксперименты с глушителем, состоящим из одной дроссельной шайбы. На рисунке 6.43 представлены данные уровня звукового давления на расстоянии 1 м от трубопровода в зависимости от безразмерного перепада давления на глушителе. По критерию уровня звукового давления на расстоянии 1 м от трубы при диаметре трубопровода 2 дюйма (как и в рассматриваемом случае) допустимый уровень

звукового давления равен 110 дБ [137]. Таким образом, установка глушителя, состоящего из одной дроссельной шайбы, приводит к снижению уровня акустического давления.

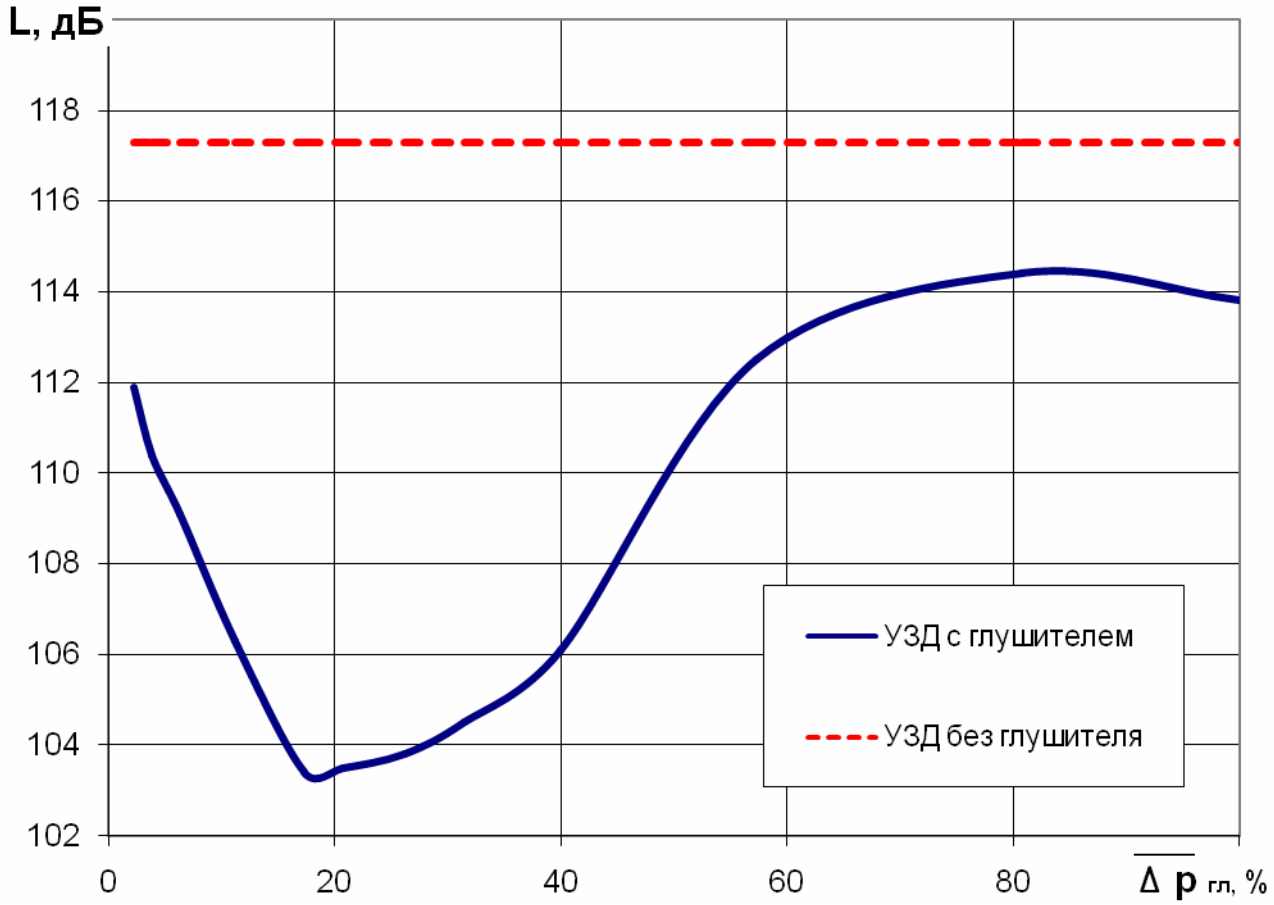


Рисунок 6.43 – Зависимость уровня звукового давления
от безразмерного перепада давления

Из рассмотрения зависимости на рисунке 6.43 видно, что при изменении площади проходного сечения дроссельной шайбы, а, значит и перепада давления на ней, происходит изменение уровня шума системы «регулятор – шайба». Эффективность глушителя при этом изменяется более чем на 10 дБА.

На рисунке 6.44-6.45 показаны уровни звукового давления (УЗД) в третьоктавных полосах частот, полученные при измерении шума регулятора давления без глушителя и с двумя разными конструкциями глушителя. Показано, что соответствующим подбором площади можно существенно снизить шум.

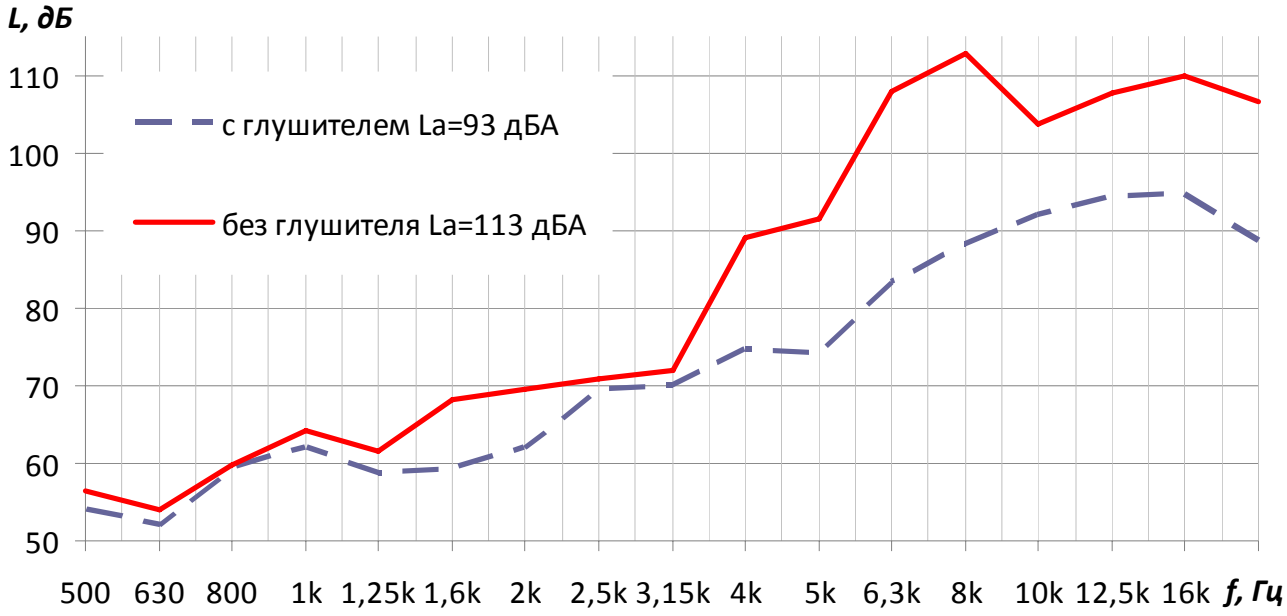


Рисунок 6.44 – Частотная характеристика УЗД
для различных параметров глушителей

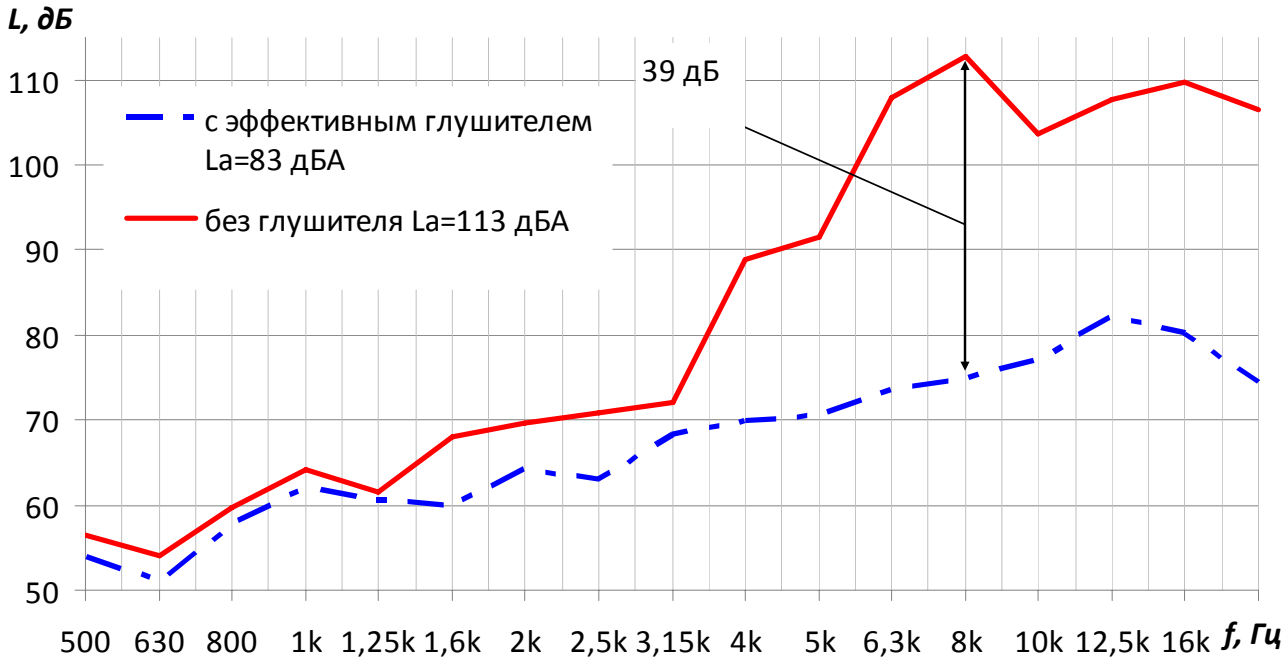


Рисунок 6.45 – Частотная характеристика УЗД
для различных параметров глушителей

При этом перепад давления остаётся соизмеримым для обоих глушителей, а эффективность глушителя шума регулятора давления РДПП достигает 39 дБ в третьоктавной полосе частот 8 кГц и суммарная эффективность по шкале «А» составляет 30 дБА. Некоторые результаты экспериментальных исследований были приведены в главе 4.

Таким образом, разработка глушителя шума в соответствии с предложенным методом позволила удовлетворить санитарным нормам и удовлетворить прочностным критериям.

Таким образом, в шестой главе были получены следующие результаты экспериментальной отработки глушителей:

1. Проведена модернизация экспериментального оборудования для измерения акустических характеристик в импедансной трубе, разработано соответствующее программное обеспечение, защищённое свидетельством о государственной регистрации программы.
2. Определен коэффициент звукопоглощения МР для различных диаметров проволоки, пористости и толщины образцов, которые имеют между собой хорошее совпадение.
3. Использование визуализации источников шума позволило снизить неопределённость измерений уровня шума в четыре раза - с 4,96% до 1,26%.
4. Проведена модернизация экспериментального оборудования, которое позволяет проводить измерения акустических характеристик глушителей шума.
5. Экспериментально определены связи изменения параметров глушителей, позволяющие повышать эффективность его работы в составе системы. Экспериментально исследованы изменения отношения давления в полостях глушителя от коэффициента $\overline{S_2}$, и получено хорошее совпадение с расчётными данными.
6. Проведены экспериментальные исследования изменения давления в пневмоёмкости. Определены значения времени падения давления в пневмоёмкости с глушителем и без него. Расчётные значения времени падения давления хорошо совпадают с экспериментальными данными. Адекватность математической модели проверена с использованием критерия Фишера. Погрешность, полученная при

расчётах времени падения давления в пневморесивере, связана с неточным определением коэффициентов расходов всех проходных сечений и приближённой оценкой объёмов сложных пространственных полостей пневмораспределителя.

7. Проведены экспериментальные исследования эффективности разработанных мероприятий по улучшению акустических характеристик пневматической шлифовальной машинки. В результате проведённых мероприятий снизился уровень шума всех значимых дискретных составляющих. Эффективность глушителя шума пневматической шлифовальной машинки составила 16 дБА.

Основные результаты, изложенные в шестой главе, опубликованы в работах автора [15, 25, 28, 51, 55, 56, 57, 67, 69, 93, 94, 95, 96, 98, 102, 120, 124, 143, 146, 152, 163].

6.5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА СИСТЕМЫ ВЫХЛОПА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШЛИФОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

Источниками шума на территории участков цветной и черновой зачистки в цехе 2041 корпуса №2 ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс» (ныне АО «РКЦ-Прогресс») являются шлифовальные машинки (в количестве 10 штук) и два наждака.

Основным источником шума являются пневмошлифовальные машинки. Конструкции и режимы работы шлифовальных машинок схожи, поэтому для исследования выбрана одна из них (заводской номер 041-81). Частотная характеристика уровня звукового давления (УЗД) шлифовальной машины на холостом ходу и под нагрузкой представлены на рисунке 6.46.

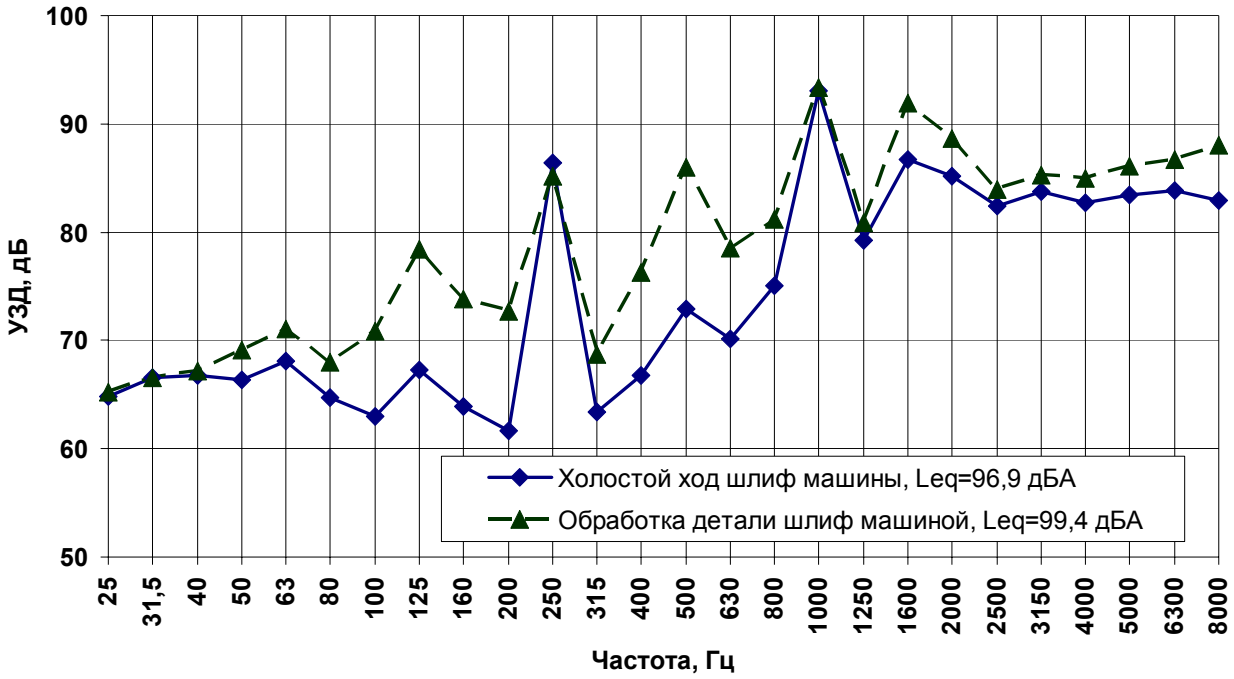


Рисунок 6.46 – Частотная характеристика уровня звукового давления шлифовальной машинки

Из рисунка видно, что при обработке детали общий уровень звукового давления по шкале А возрастает.

При ранжировании источников шума в цехе на первый план выходит шлифовальная машинка с 106 дБА, вторым является наждак с 76 дБА.

Основной вклад в общий уровень звукового давления, создаваемого при работе шлифовальной машинкой, вносит шум выхлопа пневматического двигателя, о чём свидетельствует характеристика звукового давления на холостом ходу (рисунок 6.46).

Для оценки влияния установки глушителя шума на рабочие характеристики в лабораторных условиях были проведены измерения узкополосных спектров шума (рисунок 6.47).

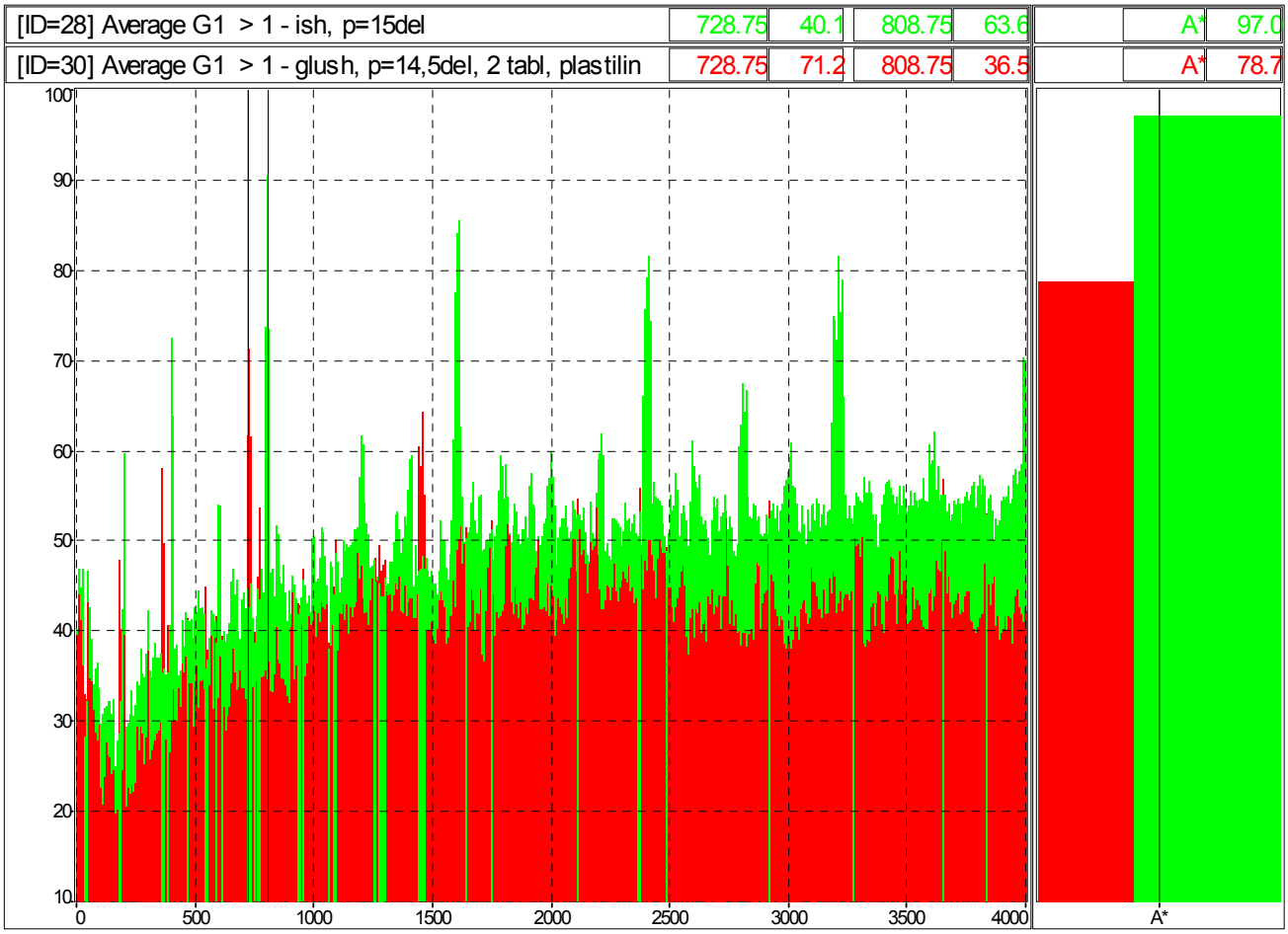


Рисунок 6.47 – Влияние установки глушителя шума на рабочие характеристики шлифовальной машинки

Испытания проведены при давлении на входе в инструмент 2,4 Бар. Установка глушителя привела к тому, что основная гармоника спектра шума инструмента сместилась с 809 Гц до 729 Гц. Однако это смещение произошло не более чем на 10%, что не повлияет на эффективность обработки деталей.

Исследования акустической эффективности опытной конструкции шумоглушителя были проведены в заглушённой акустической камере, описание которой представлено в § 6.1.

Давление перед пневмоинструментом составляло 2,6 Бар.

Были проведены исследования влияния пористости, диаметра проволоки и толщины материала МР на акустическую эффективность глушителя шума.

При проведении испытаний были выполнены исследования на повторяемость результатов.

Результаты исследования конструкции глушителя представлены на рисунке 6.48.

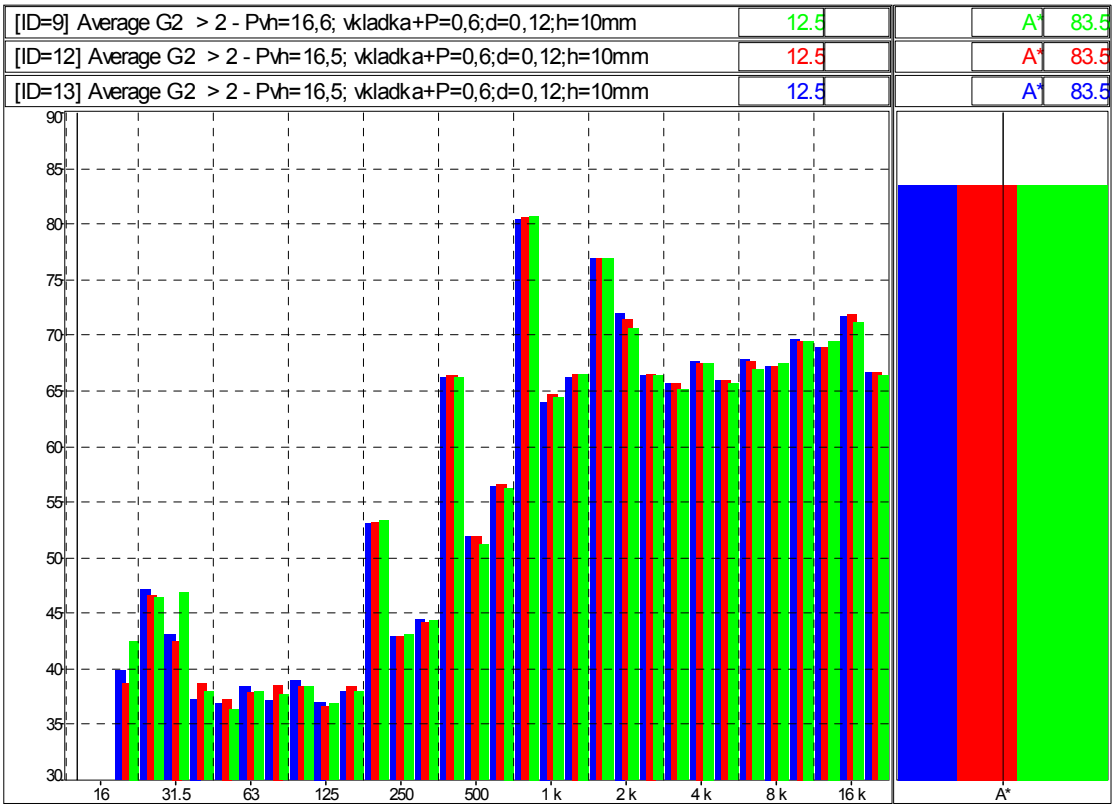


Рисунок 6.48 – Исследования на повторяемость конструкции глушителя шума

В результате установки глушителя оптимальной конструкции происходит снижение шума во всех полосах частот. Эффективность опытной конструкции шумоглушителя в лабораторных условиях составляет 15,8 дБА (рисунок 6.49).

Рисунок 6.49 – Эффективность снижения шума выхлопа за счёт разработанного мероприятия (испытания проведены в лаборатории ИАМ при СГАУ)

Все испытания проводились на холостом ходу. Опытная конструкция шумоглушителя направлена на снижение шума от выхлопа шлифовальной машины и не влияет на шум рабочего процесса (процесса обработки детали).

Далее были проведены испытания на территории участка цветной и черновой зачистки в цехе 2041 корпуса №2 "ЦСКБ-Прогресс". Проведены измерения фонового уровня шума, уровня шума исходной конструкции шлифовальной машинки и уровня шума шлифовальной машинки с опытным образцом глушителя шума (рисунок 6.50).

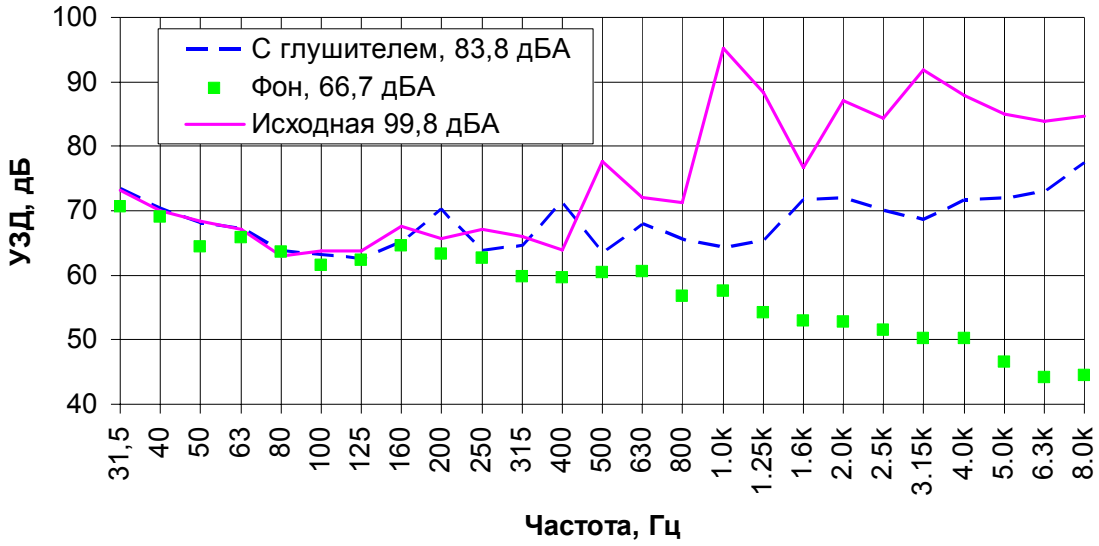


Рисунок 6.50 – Исследование эффективности разработанного глушителя шума на участке зачистки

Увеличение уровня звукового давления на частоте 400 Гц связано с тем, что в результате установки глушителя произошло изменение частоты вращения и сместились дискретные составляющие спектра. Эффективность по корректированному уровню составила 16 дБА.

Частотная характеристика эффективности опытного образца глушителя шума представлена на рисунке 6.51.

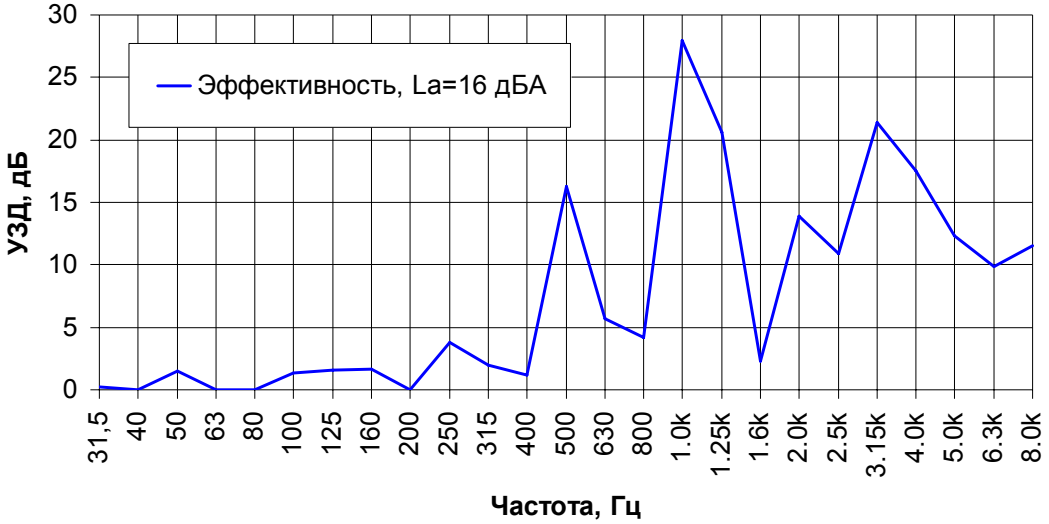


Рисунок 6.51 – Эффективность глушителя шума выхлопа шлифовальной машины

Эффективность глушителя в третьоктавных частотах достигает 28 дБ (1000 Гц). Разработанный глушитель шума обеспечил требуемую эффективность - не менее 15 дБА.

6.6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРУГОПОРИСТОГО МАТЕРИАЛА МР

6.6.1 МОДЕРНИЗАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МР

Существует три стандартных метода измерения коэффициента звукопоглощения пористых материалов [36, 147, 148]:

1) в интерферометре (трубе Кундта);

2) в импедансной трубе;

3) в реверберационной камере.

Преимуществами измерения в импедансной трубе являются компактность установки (по сравнению с реверберационной камерой) и возможность автоматизации измерений (по сравнению с трубой Кундта). Поэтому было разработано программное обеспечение для импедансной трубы и исследован коэффициент звукопоглощения упруго-пористого материала МР.

Для измерения акустических свойств звукопоглощающих материалов было использовано следующее оборудование:

- импедансная труба фирмы Spectronics;

- модуль NI usb-4431;

- микрофоны PCB 377B02, PCB 377B20, PCB 377A13.

Для генерации широкополосного шума и обработки сигналов с микрофонов использован модуль NI USB – 4431.

Для автоматизации процесса измерений разработано программное обеспечение в среде Lab VIEW (приложение sound and vibration). Внешний вид аппаратно-программного комплекса представлен на рисунке 6.52.

Рисунок 6.52 – Внешний вид аппаратно-программного комплекса

Язык графического программирования LabVIEW позволяет создавать программу для одновременной генерации широкополосного шума (белого или розового) и обработки полученных с микрофонов сигналов с использованием всех математических библиотек для выполнения акустических расчётов в режиме реального времени.

Программа генерирует цифровой сигнал, который преобразуется модулем NI USB-4431 и динамиком JBL в широкополосный шум внутри импедансной трубы, а два микрофона, расположенные внутри импедансной трубы, замеряют акустиче-

ское давление. Далее с помощью математических операций получаются следующие параметры:

- коэффициент отражения (комплексная величина),
- коэффициент звукопоглощения,
- акустический импеданс (комплексная величина).

Все полученные данные LabVIEW позволяет переносить на лист Excel (через ActiveX) для последующего создания отчёта.

В разработанном программном обеспечении можно выделить три блока:

- генерирование широкополосного шума и получения сигнала с двух микрофонов,
- математические вычисления,
- отображение и хранение результатов.

Из условий плоскостности волны частотный диапазон может быть от 315 Гц до 5000 Гц. После многочисленных испытаний выбран розовый шум, как наиболее подходящий для существующей конфигурации. Розовый шум сгенерирован и отправлен через канал выхода AO-0 на динамик.

Стационарные плоские волны создаются в импедансной трубе, измеряются в двух точках, расположенных между собой на расстоянии $l_м$ и на расстояние l_1 от тестируемого материала (рисунок 6.53).

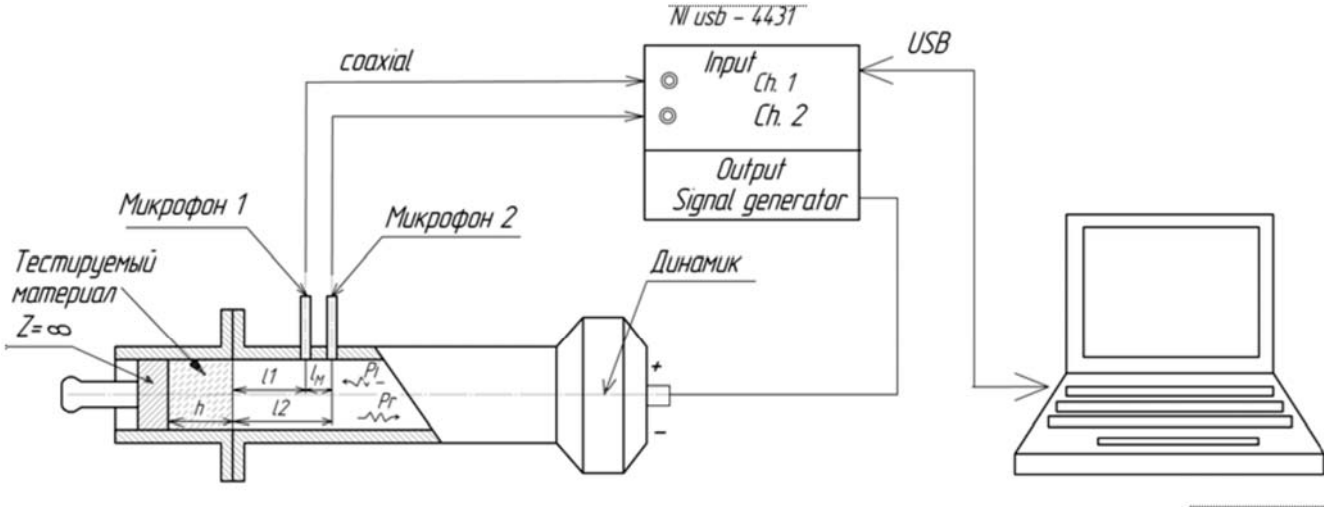


Рисунок 6.53 – Экспериментальная установка для оценки акустических свойств материалов

Переменное избыточное давление, возникающее в упругой среде при прохождении через неё звуковой волны, определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} P_1(f) &= A(f)e^{ik(f)l_1} + B(f)e^{-ik(f)l_1}, \\ P_2(f) &= A(f)e^{ik(f)l_2} + B(f)e^{-ik(f)l_2}, \end{aligned} \tag{6.1}$$

$$k(f) = \frac{2\pi f}{c_0}, \tag{6.2}$$

где A и B зависят от частоты прямой и обратной волны;

$k(f)$ - волновое число;

$P_1(f)$, $P_2(f)$ – звуковое давление, регистрируемое двумя микрофонами;

f – частота;

c_0 - скорость звука в воздухе при нормальных условиях.

$i^2 = -1$.

Далее, получая сигнал с микрофонов и используя стандартную библиотеку в программе LabVIEW (Frequency Response), получаем передаточную функцию $H_{12}(f)$:

$$H_{12}(f) = \frac{e^{i\cdot k\cdot l_2} + R(f)\cdot e^{-i\cdot k\cdot l_2}}{e^{i\cdot k\cdot l_1} + R(f)\cdot e^{-i\cdot k\cdot l_2}}. \tag{6.3}$$

Из передаточной функции (6.3) легко получить коэффициент звукоотражения $R(f)$:

$$R(f) = \frac{H_{12}(f) - e^{-i\cdot k\cdot l_м}}{e^{i\cdot k\cdot l_м} - H_{12}(f)}\cdot e^{i\cdot 2\cdot k\cdot (l_1 + l_м)}, \tag{6.4}$$

где l_1 – расстояние от первого микрофона до исследуемого образца;

l_M – расстояние между микрофонами.

С использованием коэффициента отражения определяются остальные параметры [147,148], а именно:

- коэффициент звукопоглощения: $\alpha(f) = 1 - |R(f)|^2$;

- акустический импеданс: $Z(f) = \rho_0 c_0 (1 + R(f))/(1 - R(f))$,

где ρ_0 - плотность воздуха.

6.6.2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МР

Наилучшим условием звукопоглощения является тот случай, когда поглощённая энергия равна падающей и при этом коэффициент звукопоглощения равен 1.

Коэффициент поглощения зависит от многих факторов и, в первую очередь, от характеристик материала: гидравлического сопротивления, пористости, толщины материала, а также от частоты падающей звуковой волны.

Экспериментальные исследования коэффициента звукопоглощения материала МР проводились на образцах материала, изготовленных из проволоки марки 1Х18Н9Т диаметром 0,12; 0,15; 0,2 мм, пористостью 0.6; 0,7; 0,8, толщиной 5; 10; 15; 20; 25 мм в диапазоне частот от 125 до 5000 Гц.

Коэффициент поглощения неоднозначно связан с составляющими акустического импеданса материала:

$$\alpha = \frac{4\overline{X}}{(1+\overline{X})^2 + \overline{Y}^2}, \qquad (6.5)$$

где $\overline{X}$ - вещественная часть импеданса;

$\overline{Y}$ - мнимая часть импеданса.

Один и тот же коэффициент поглощения можно получить при самых разнообразных комбинациях значений величин $\overline{X}$ и $\overline{Y}$. Полное поглощение ($\alpha = 1$) может иметь место лишь при условии: $\overline{X} = 1$ и $\overline{Y} = 0$, когда акустический импеданс образца в точности равен волновому сопротивлению воздуха.

На рисунке 6.54 представлена фотография испытуемых образцов.

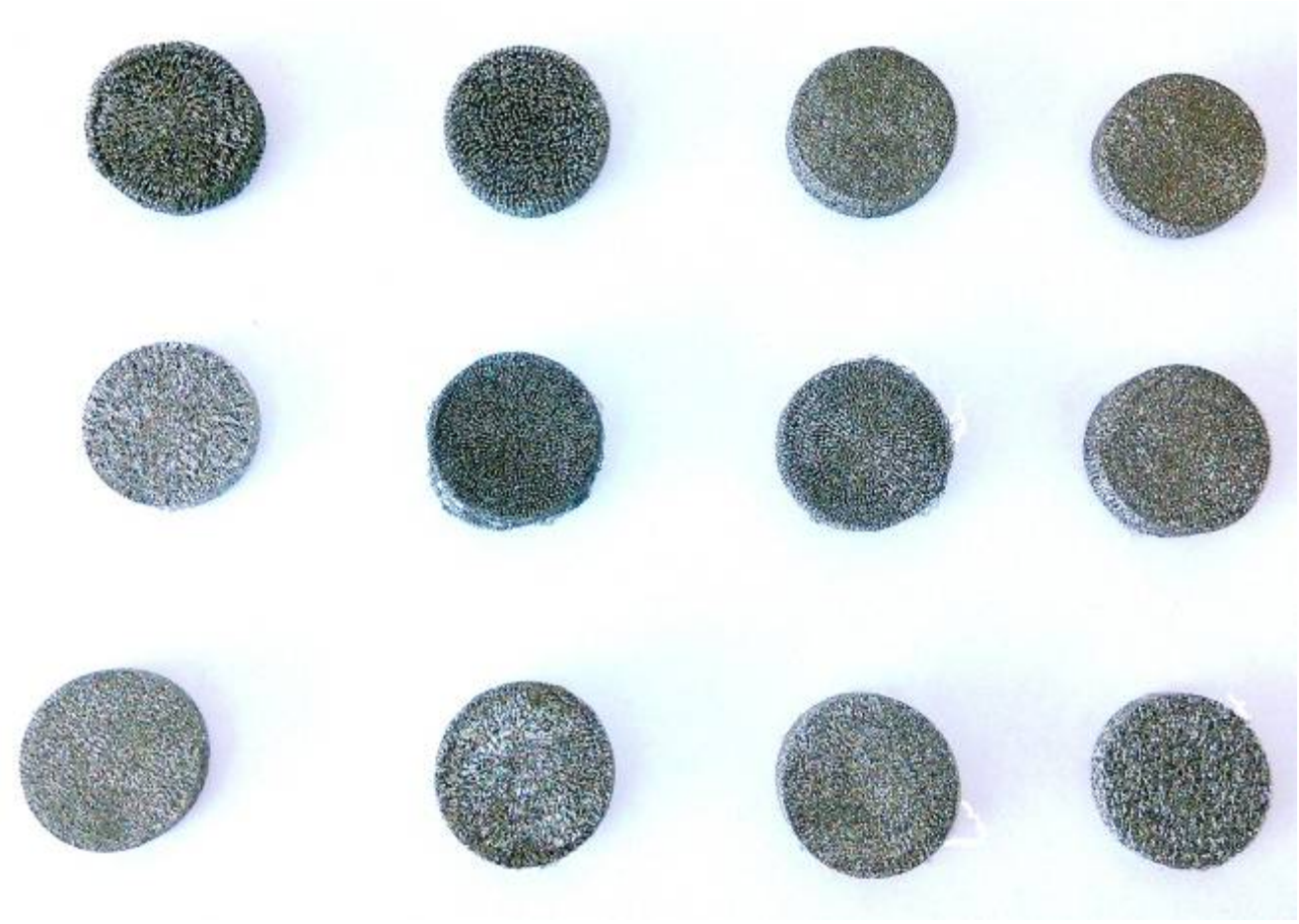


Рисунок 6.54 – Внешний вид испытуемых образцов

С использованием импедансной трубы и созданного программного обеспечения были проведены экспериментальные исследования коэффициента звукопоглощения образцов из материала МР. Экспериментально полученные зависимости представлены на рисунках 6.55 – 6.56.

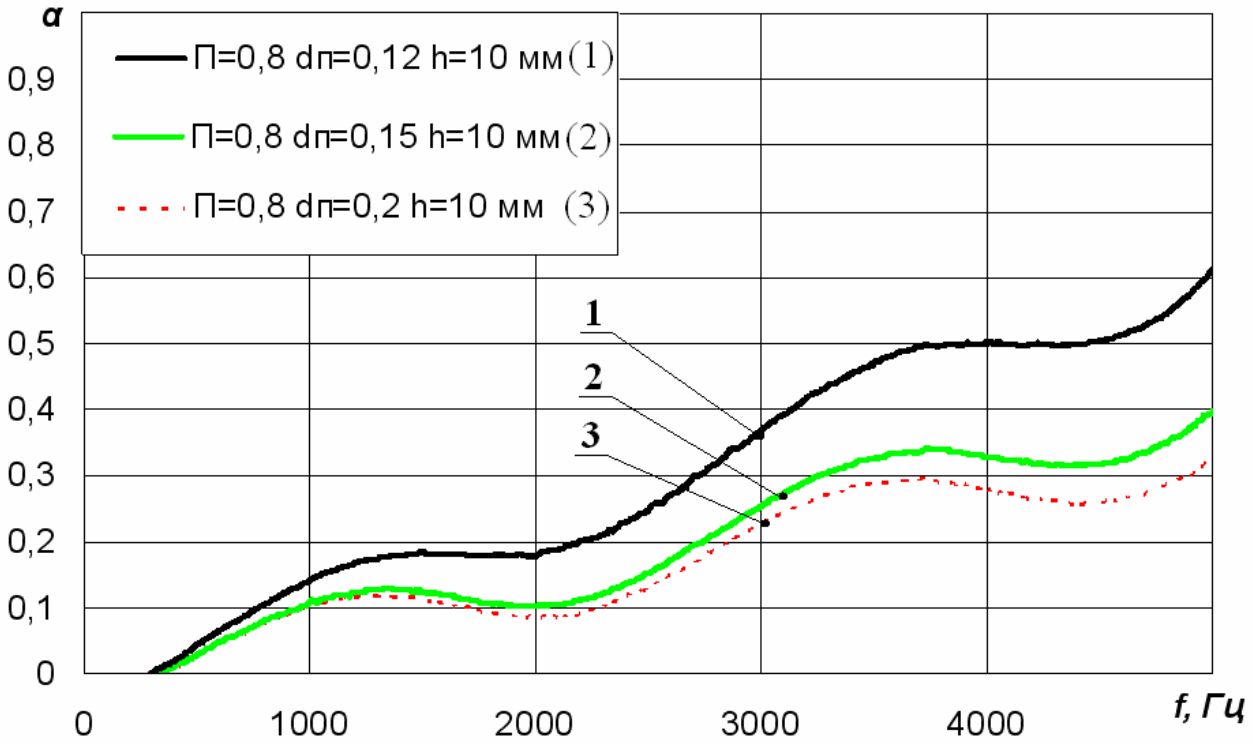


Рисунок 6.55 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при Π=0,8, h=10мм, d_{Π}=0,12; 0,15; 0,2 мм

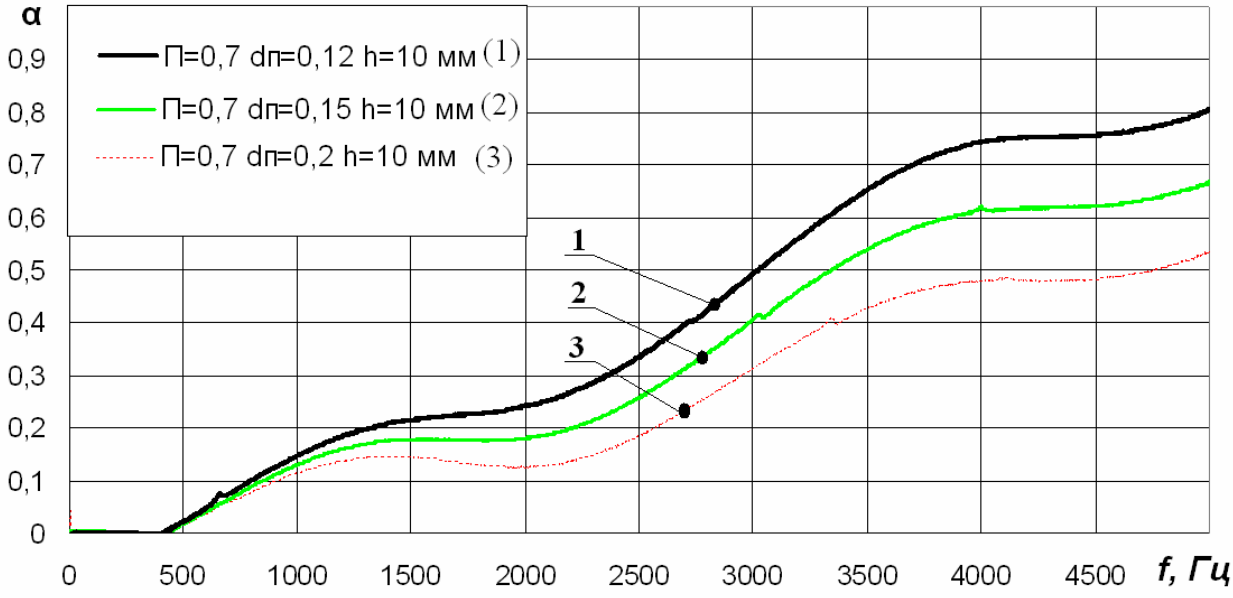


Рисунок 6.56 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при Π=0.7; h=10мм; d_{Π}=0,2 мм; d_{Π}=0,15; d_{Π}=0,12

Как следует из рисунков 6.55 и 6.56, существенное влияние на звукопоглощающие свойства оказывает диаметр исходной проволоки (d_{Π}), из которой изготовляется материал МР, поскольку это приводит к изменению структурных параметров.

Анализируя полученные экспериментальные результаты и зависимости коэффициента звукопоглощения и импеданса от частоты звуковой волны при различных толщинах материалы (рисунок 6.57), можно сделать вывод, что при небольшой толщине слоя материала коэффициент звукопоглощения в области низких частот невелик. Это объясняется тем, что величина активной составляющей импеданса в этой области частот имеет большое значение и большая часть звуковой энергии не успевает затухнуть [64]. В области низких частот импеданс слоя, в основном, определяется упругостью воздуха в порах материала.

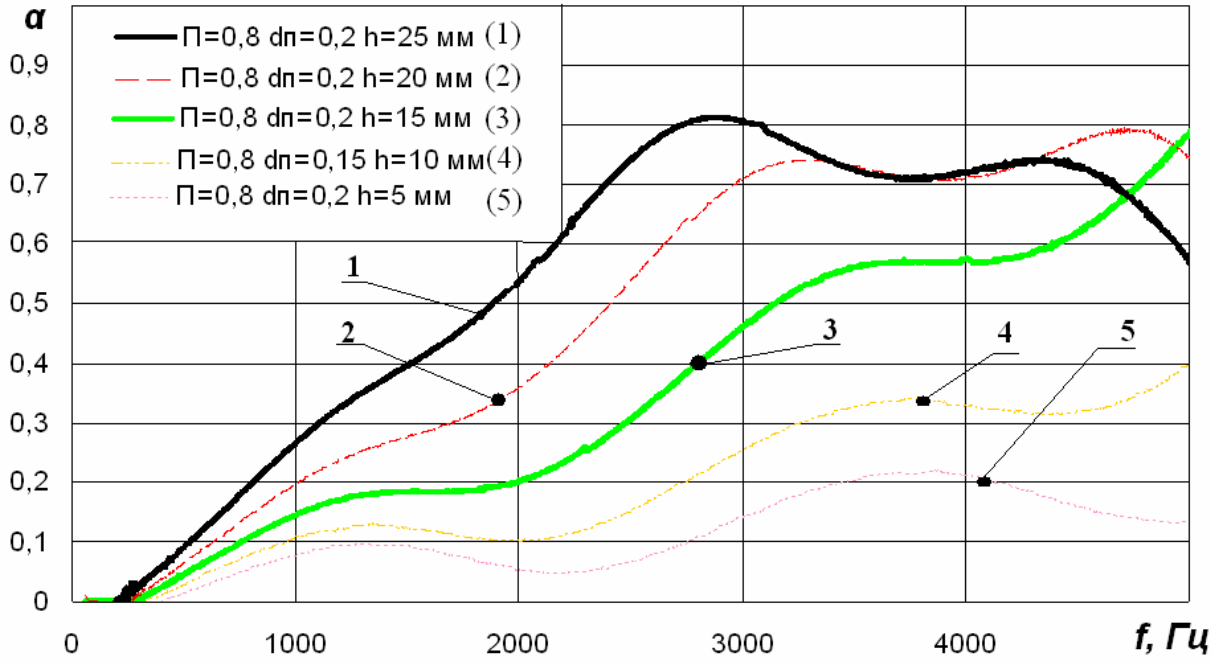


Рисунок 6.57 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при Π=0.8; h=5 мм; h=10 мм; h=15 мм; h=20 мм; h=25 мм; d_{Π}=0,2 мм

Увеличение толщины звукопоглощающего слоя приводит к заметному увеличению коэффициента поглощения и смещению области максимального звукопоглощения в область более низких частот. Это происходит вследствие увеличения отношения пути прохождения звуковой волны в материале к самой длине волны. При большой толщине материала отражением от жёсткой стенки импедансной трубы в области высоких частот можно пренебречь и слой материала можно считать бесконечно толстым. В этом случае волновое сопротивление материала определяется его пористостью, структурным фактором и модулем упругости.

Из графиков зависимости коэффициента звукопоглощения материала МР от частоты (рисунки 6.58 - 6.60) для разных значений пористости при толщине слоя 10 мм и $d_П$ = 0.2 мм видно, что происходит увеличение коэффициента звукопоглощения при уменьшении пористости материала.

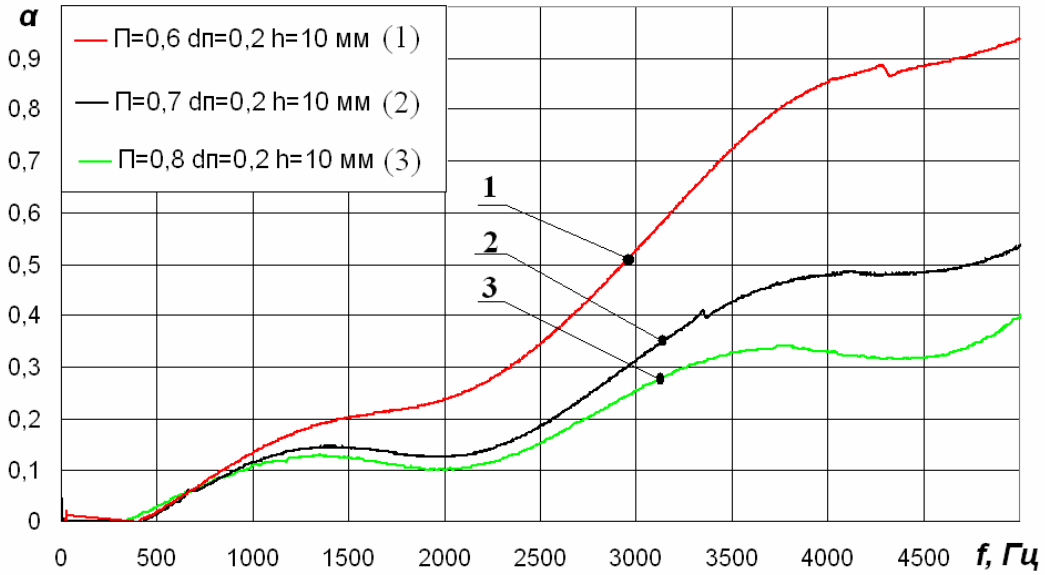


Рисунок 6.58 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упругопористого материала МР при различных величинах пористости материала ($d_П$=0,2 мм, h=10 мм)

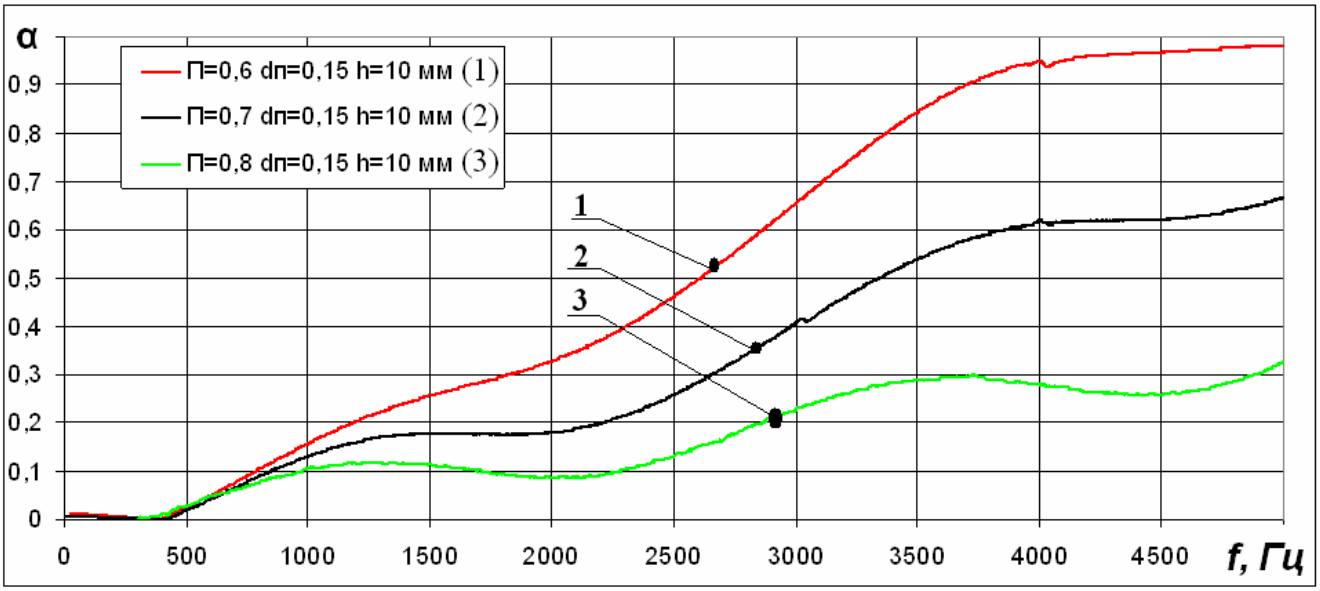


Рисунок 6.59 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упругопористого материала МР при различных величинах пористости материала ($d_П$=0,15 мм, h=10 мм)

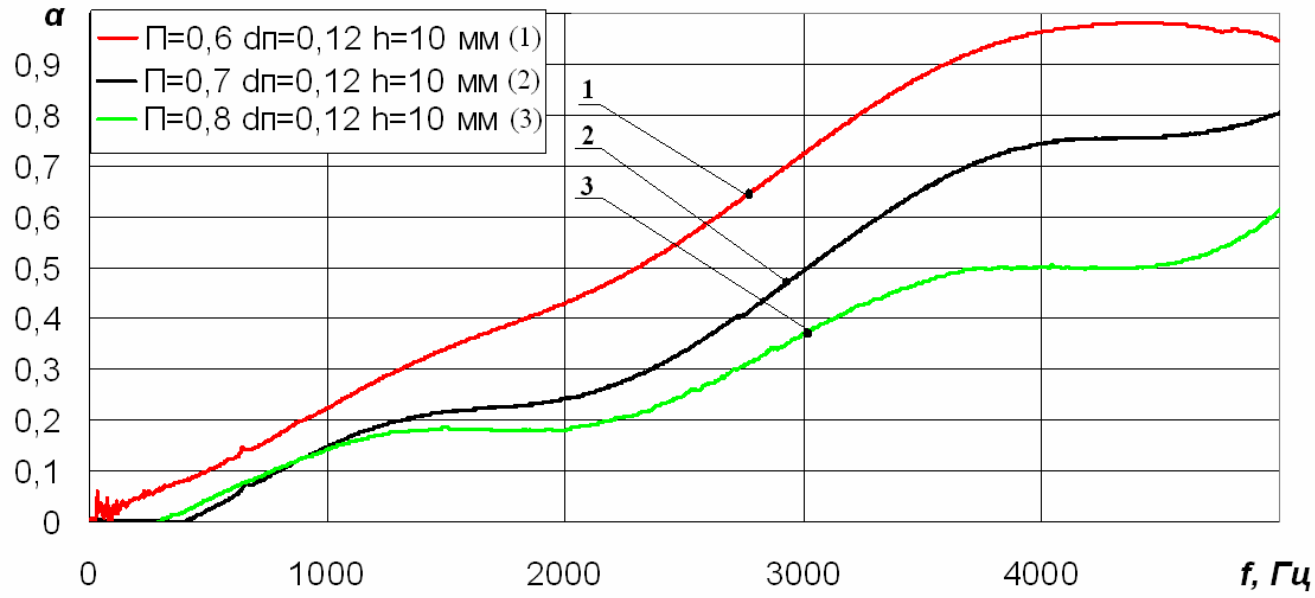


Рисунок 6.60 – Частотная зависимость коэффициента звукопоглощения упругопористого материала МР при различных величинах пористости материала ($d_П$=0,12 мм, h=10 мм)

При уменьшении пористости материала МР растёт коэффициент звукопоглощения. Это наблюдается только для образцов с пористостью 0,8; 0,7 и 0,6. Однако теоретические исследования, приведённые в §4.2, показывают, что дальнейшее уменьшение пористости (ниже 0,4) приводит к ухудшению звукопоглощающих свойств образцов.

Важное практическое значение имеет случай расположения пористого материала на некотором расстоянии от жёсткой стенки, поскольку такое расположение находит широкое распространение в шумоглушащих конструкциях.

Анализируя графики на рисунках 6.61 – 6.65, можно сделать вывод, что величина коэффициента звукопоглощения на низких частотах (ниже 1000 Гц) практически не зависит от наличия или отсутствия воздушного зазора между звукопоглощающим элементом из материала МР и жесткой стенкой. При уменьшении пористости образца МР с 0,8 до 0,7 коэффициент звукопоглощения растет во всем исследуемом диапазоне частот вне зависимости от воздушного зазора в схеме звукопоглощающей конструкции.

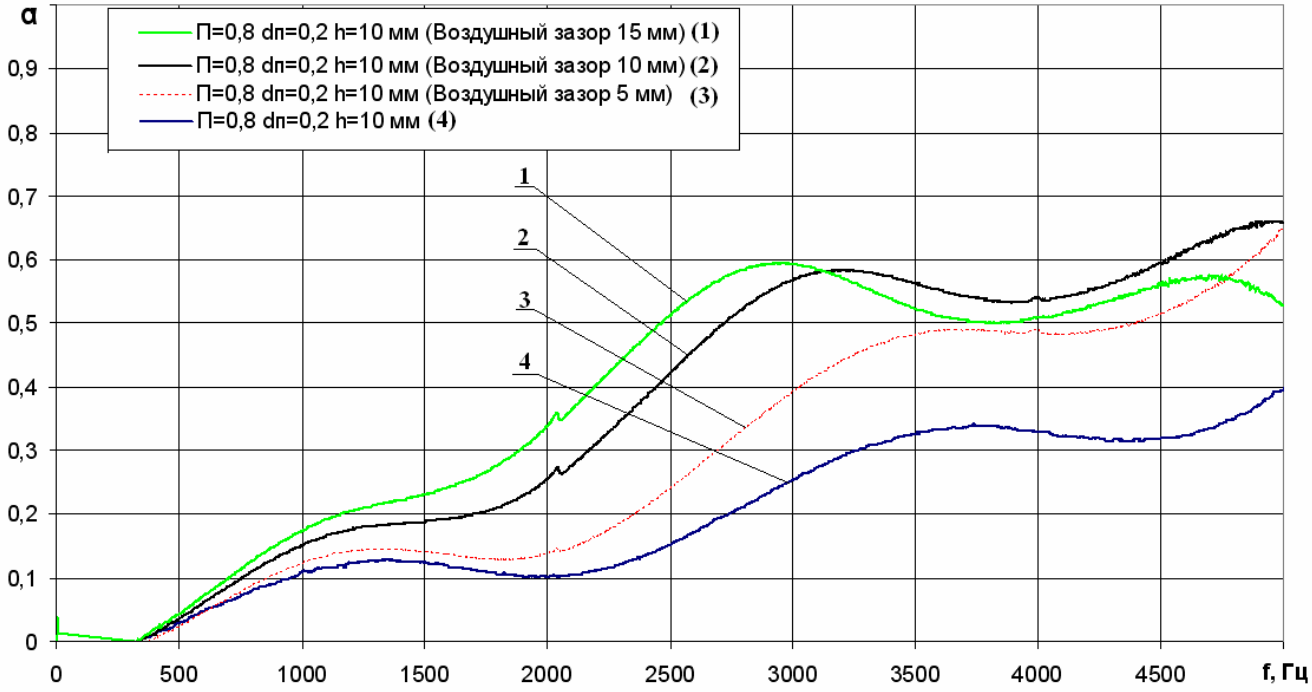


Рисунок 6.61 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при ***П***=0.8; ***h***=10 мм; $d_{П}$=0,2 мм, воздушный зазор 5, 10, 15 мм

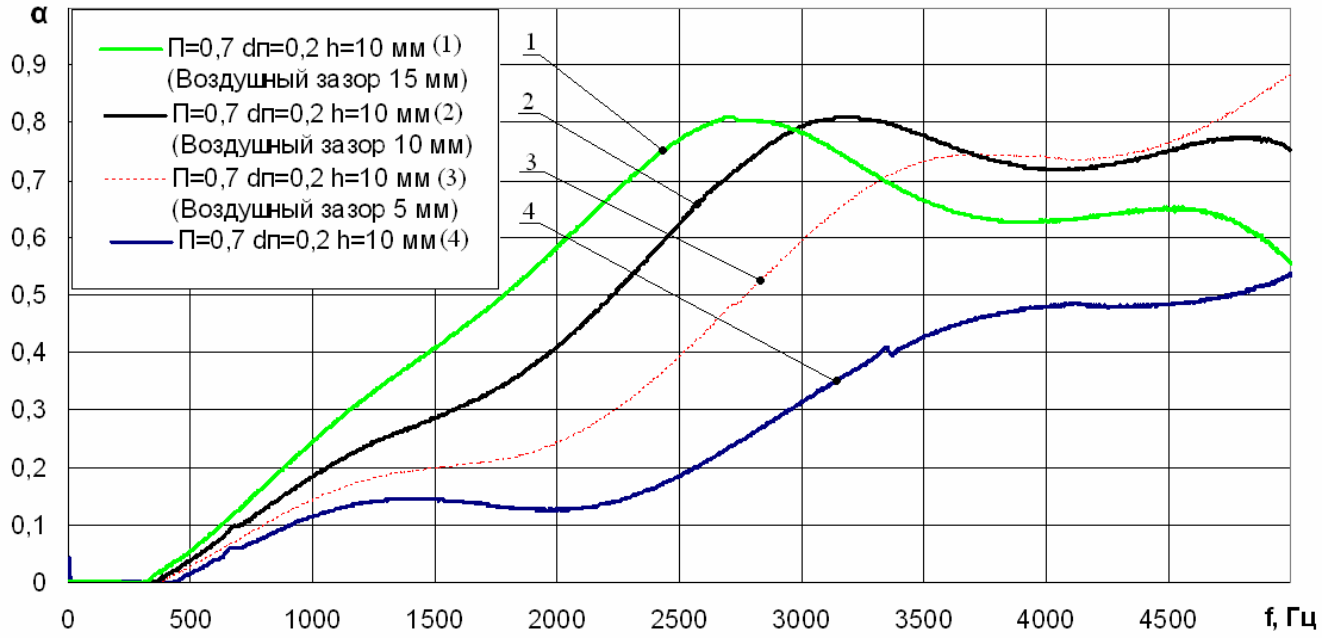


Рисунок 6.62 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при ***П***=0.7; ***h***=10 мм; $d_{П}$=0,2 мм, воздушный зазор 5, 10, 15 мм

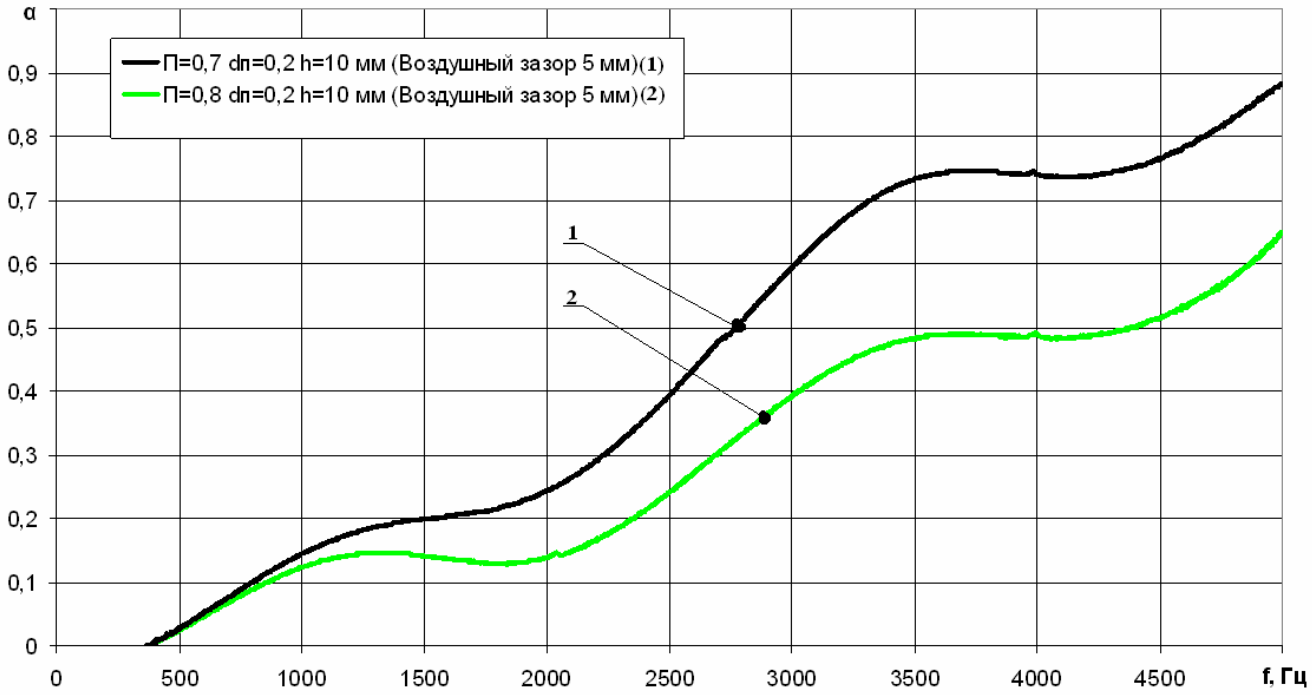


Рисунок 6.63 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при ***П***=0.7; ***П***=0,8; ***h***=10 мм, $d_{П}$=0,2 мм, воздушный зазор 5 мм

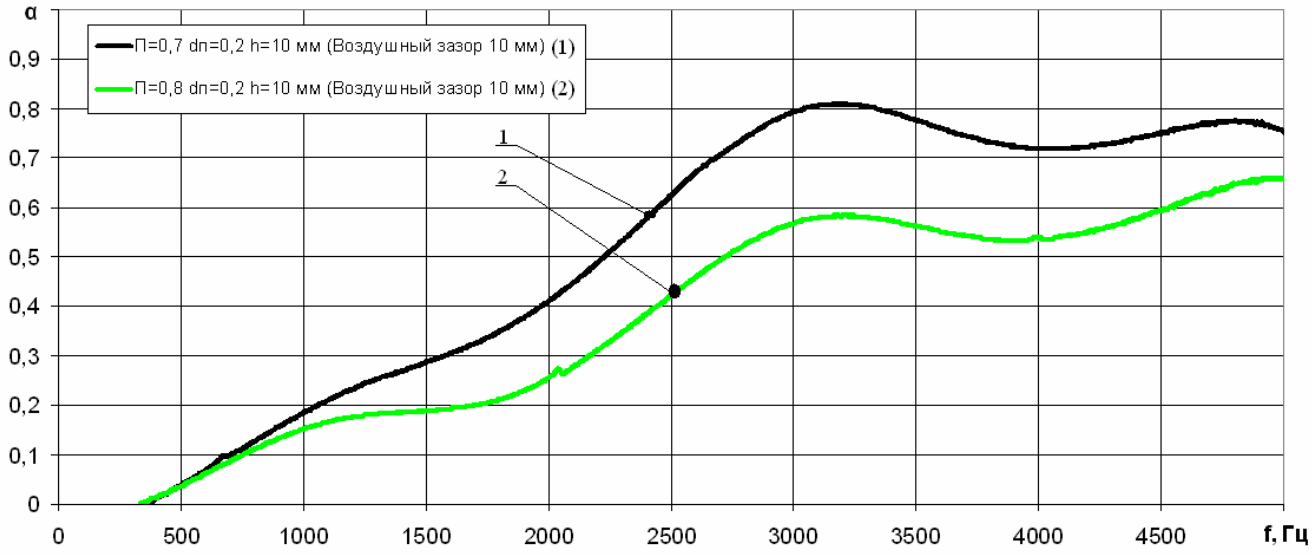


Рисунок 6.64 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при ***П***=0.7; ***П***=0,8; ***h***=10 мм, $d_{П}$=0,2 мм, воздушный зазор 10 мм

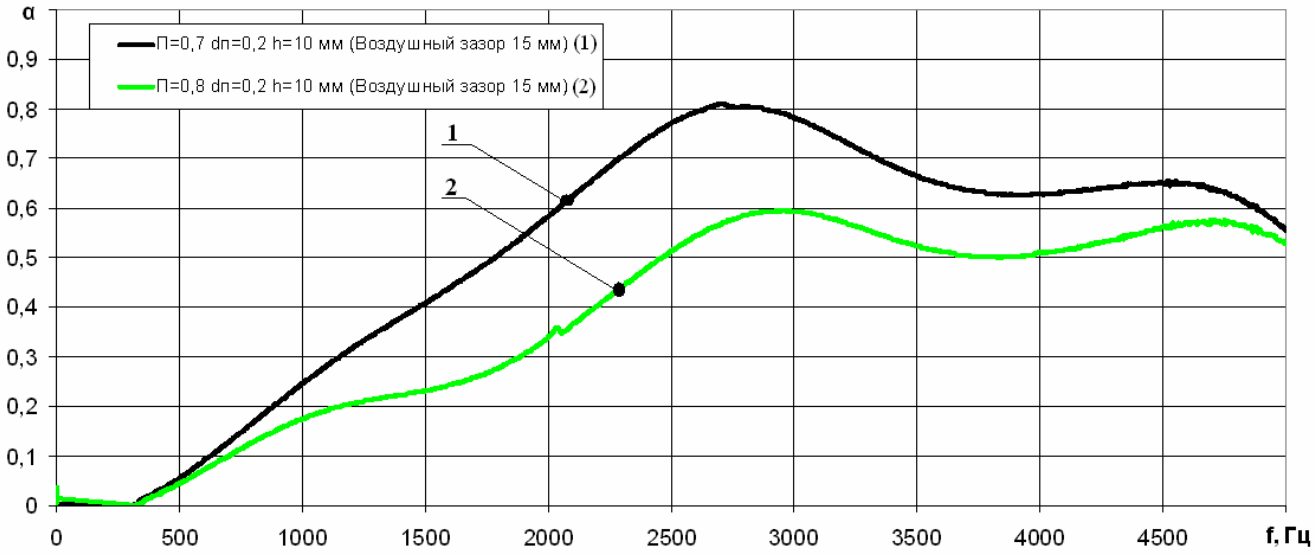


Рисунок 6.65 – Коэффициент звукопоглощения материала МР при ***П***=0.7; ***П***=0,8; ***h***=10 мм, $d_{П}$=0,2 мм, воздушный зазор 15 мм

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает, что коэффициент звукопоглощения резонансной конструкции имеет частотно зависимый характер с явно выраженными резонансами и существенно зависит от параметров пористого материала (рисунки 6.55 - 6.60), а также от величины воздушного зазора между пористым материалом и жёсткой стенкой конструкции (рисунки 6.61 - 6.65).

Результаты экспериментальных исследований позволяют сказать, что наличие воздушного зазора между звукопоглощающим материалом и жёсткой стенкой позволяет получить звукопоглощение, близкое к 100% на резонансной частоте. Такой высокий коэффициент поглощения объясняется тем, что потери на трение в материале тем больше, чем выше колебательная скорость частиц воздуха в порах. Это обеспечивается расположением пористого материала на 1/4 длины волны от жёсткой стенки, при этом падающая волна совместно с отражённой образуют систему стоячих волн, у которых пучность скорости находится в месте расположения пористого материала.

6.6.3 ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ МР В ВЫСОКОЧАСТОТНОЙ ОБЛАСТИ

Пористые материалы эффективны в области высоких частот. В параграфе приведены результаты исследования акустических характеристик материала МР в высокочастотной области. Были исследованы 12 образцов из МР различных толщин h, пористости $П$ и диаметра проволоки d_n , значения которых представлены в таблице 6.6.

Таблица 6.6 - Значения пористости и диаметра проволоки для различных образцов

№ Образца	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d_n , мм;	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,12	0,12	0,12	0,15	0,15	0,15
$П$	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8

Кроме того, каждый образец имеет толщины h = 10, 15, 20, 30, 45 мм.

Результаты исследования одного из образцов приведены на рисунке 6.66.

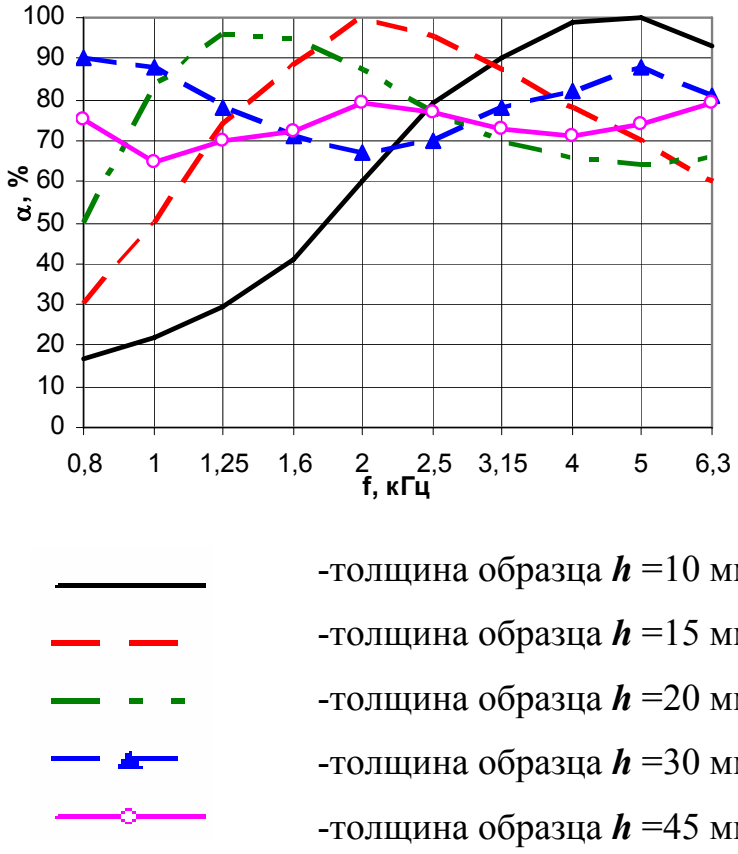


Рисунок 6.66 – Коэффициент звукопоглощения образца № 4

d_n = 0,2 мм; $П$=0,6

Из анализа полученных экспериментальных данных видно, что с увеличением толщины образца его резонансная частота снижается.

Резонансные частоты f_p определяются из соотношения скорости звука в материале и толщины материала [64]:

$$f_p = \frac{n \cdot c}{4 \cdot h}, \tag{6.6}$$

где c – скорость звука;

h – толщина звукопоглощающего слоя;

n = 1, 3, 5 … .

Первый резонанс (таблица 6.7) наступает при толщине материала, равной четверти длины звуковой волны, распространяющейся в материале.

Таблица 6.7– Резонансная частота испытуемых образцов (Гц)

№ образца	h, мм				
	10	15	20	30	45
1	3150	1600	1000	3150	5000
2	5000	2500	1600	5000	2500
3	6300	3150	2000	6300	3150
4	5000	2000	1250	800	2000
5	6300	2500	1600	6300	2500
6	8000	4000	2500	1250	3150
7	4000	2000	1250	4000	800
8	6300	2500	1600	1000	2500
9	8000	4000	2000	1250	3150
10	4000	2000	1250	800	2000
11	6300	2500	1600	1000	2500
12	8000	5000	2500	1250	800

Пористость оказывает существенное влияние на импеданс образца Z и, следовательно, на коэффициент звукопоглощения. Чем сильнее Z отличается от вол-

нового сопротивления среды, тем больше отражающая способность материала.

Как было показано выше, толщина слоя влияет на вид частотной характеристики и с увеличением толщины первый максимум коэффициента звукопоглощения смещается в область низких частот. Поэтому для анализа влияния пористости материала на коэффициент звукопоглощения выбраны крайние значения толщины: ***h*** = 10 мм и ***h*** = 45 мм. Тем самым можно рассматривать коэффициент звукопоглощения для образцов ***h*** = 10 мм как характеристику в нижнем диапазоне частот, а для образцов ***h*** = 45 мм – в верхнем диапазоне рассматриваемых частот (рисунки 6.67, 6.68).

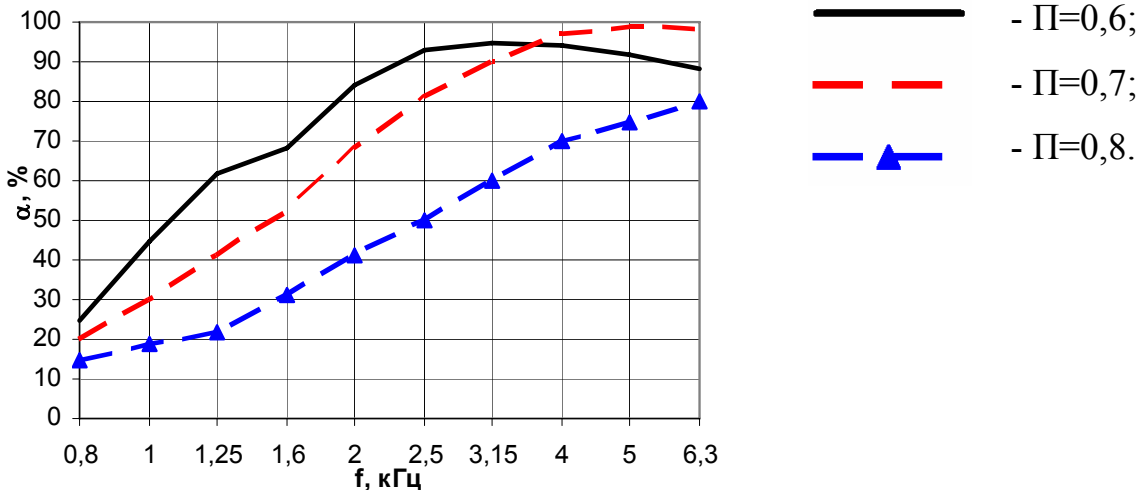


Рисунок 6.67 - Зависимость коэффициента звукопоглощения от пористости при ***h*** = 10 мм; d_n =0,1 мм

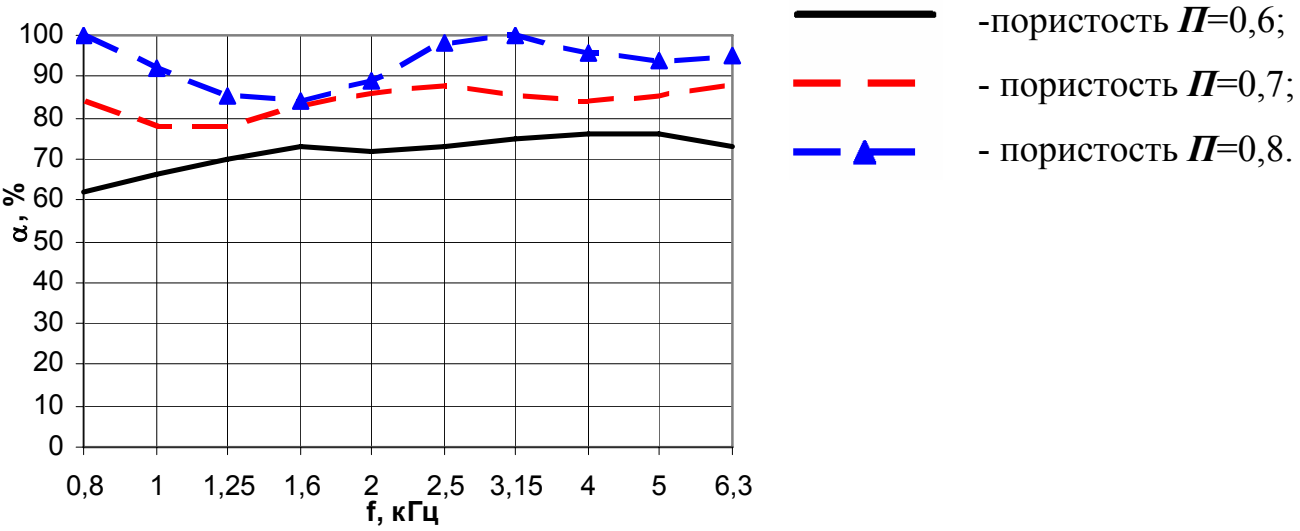


Рисунок 6.68 - Зависимость коэффициента звукопоглощения от пористости при ***h*** = 45 мм; d_n =0,1 мм

Из графиков зависимости коэффициента звукопоглощения материала МР от частоты для различных значений пористости при толщине слоя 10 мм следует, что снижение пористости приводит к увеличению коэффициента звукопоглощения для всех значений диаметра проволоки. При увеличении толщины образца до 45 мм. Эта тенденция не сохраняется.

Представляет интерес анализ влияния диаметра проволоки на коэффициент звукопоглощения. Изменение диаметра проволоки приводит к изменению структурных параметров. Уменьшение d_n приводит к увеличению поглощающей способности материала с высокой пористостью ($П$ = 0,8) и незначительному смещению резонансных максимумов в область низких частот (рисунок 6.69) вследствие снижения скорости звука в материале.

Однако такая зависимость соблюдается только при условии, когда гидравлическое сопротивление r_1 слоя материала находится в пределах, указанных в работе Е.Я. Юдина [119]:

$$2 \cdot \rho_0 \cdot c_0 < r_1 < 4 \cdot \rho_0 \cdot c_0 . \qquad (6.7)$$

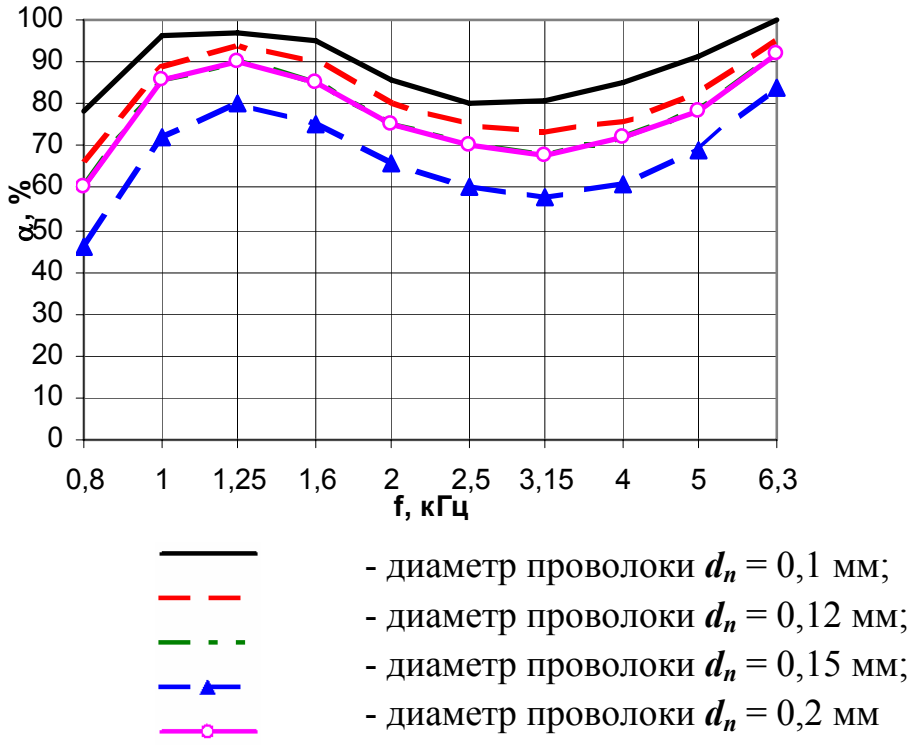


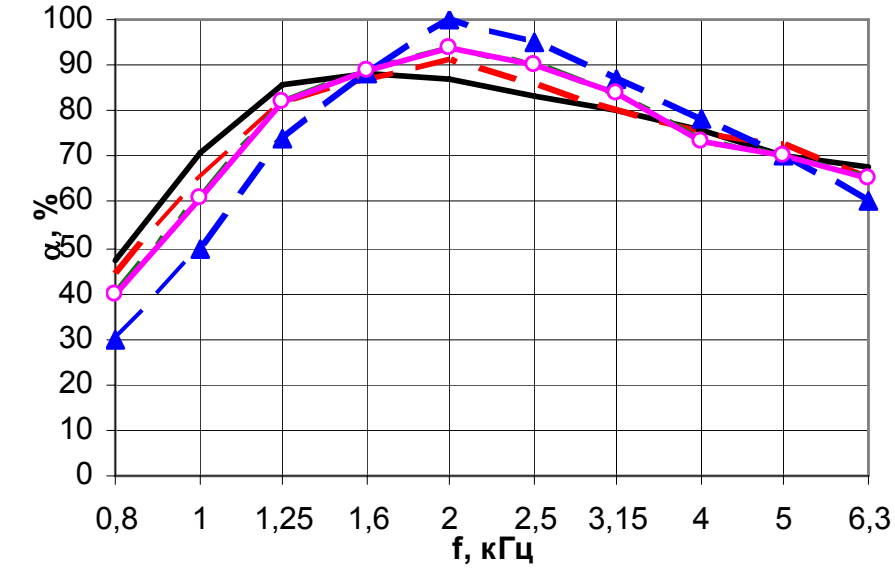
Рисунок 6.69– Зависимость коэффициента звукопоглощения от диаметра проволоки при h = 30 мм; $П$=0,8

Уменьшение диаметра исходной проволоки для материала МР с пористостью ***П***=0,6 приводит к значительному увеличению гидравлического сопротивления материала, увеличению его отражающее способности и, как следствие, к снижению коэффициента поглощения (рисунок 6.70).

На рисунке 6.46 представлены графики, показывающие зависимость коэффициента звукопоглощения от диаметра проволоки.

Из графиков видно, что для данных параметров образцов увеличение диаметра проволоки приводит к смещению резонансного максимума в область более высоких частот. При этой же пористости и других толщинах образцов зависимость от диаметра проволоки более слабая.

Для удобства использования большого количества полученных экспериментальных данных проведено обобщение семейства кривых коэффициента звукопоглощения.



- диаметр проволоки d_n = 0,1 мм;
- диаметр проволоки d_n = 0,12 мм;
- диаметр проволоки d_n = 0,15 мм;
- диаметр проволоки d_n = 0,2 мм

Рисунок 6.70 – Зависимость коэффициента звукопоглощения образца от диаметра проволоки при ***h*** = 15 мм; ***П***=0,6

В частности, обобщены кривые коэффициента звукопоглощения по одному из важнейших параметров пористого материала – гидравлическому диаметру $d_Г$, который для материала МР равен среднему диаметру пор $d_{ср}$:

$$d_Г = \frac{Пd_П}{(1 - П)}, \qquad (6.8)$$

где $П$ – пористость образца,

$d_П$ – диаметр проволоки, из которой изготовлен образец.

В таблице 6.8 представлены значения гидравлического диаметра в зависимости от пористости образца и диаметра проволоки, из которой он изготовлен.

Таблица 6.8 – Гидравлический диаметр $d_Г$ в зависимости от пористости и диаметра проволоки

$П$ \ $d_П$	0,1	0,12	0,15	0,2
0,6	0,15	0,18	0,23	0,3
0,7	0,23	0,28	0,35	0,467
0,8	0,4	0,48	0,6	0,8

В таблице 6.9 представлены значения гидравлического диаметра для исследуемых образцов.

Таблица 6.9 – Гидравлический диаметр для исследуемых образцов

№	1	2	3	4	5	6
$d_Г$	0,15	0,23	0,4	0,3	0,47	0,8
№	7	8	9	10	11	12
$d_Г$	0,18	0,28	0,48	0,23	0,35	0,6

Из всего множества вариантов звукопоглотителей из материала МР одинаковым гидравлическим диаметром обладают образцы №2 и №10 (таблица 6.9). Сравнение кривых коэффициента звукопоглощения соответствующих образцов № 2 и № 10 при одинаковой толщине образца подтвердила гипотезу зависимости коэффициента звукопоглощения от гидравлического диаметра независимо от параметров проволоки и пористости образцов (рисунок 6.71).

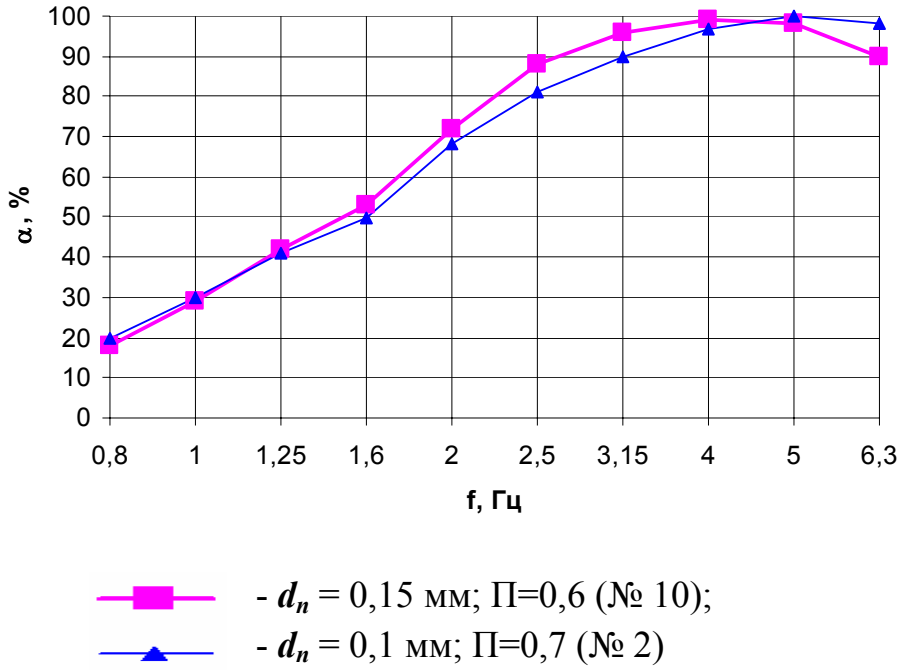


Рисунок 6.71 – Коэффициенты звукопоглощения образцов №2 и №10 (h = 10 мм)

Хорошее совпадение результатов экспериментов для разных образцов позволяет их обобщить и использовать понятие гидравлический диаметр при моделировании процесса звукопоглощения в пористых структурах.

Для дополнительного подтверждения гипотезы о зависимости акустических характеристик от гидравлического диаметра и разработки математической модели акустических характеристик материала МР необходимо проведение экспериментальных исследований образцов, указанных в таблице 6.10.

Таблица 6.10 – Параметры образцов из материала МР с одинаковым гидравлическим диаметром

$d_П$ / $П$	0,1	0,12	0,15	0,2
0,400	0,067	0,080	0,100	0,133
0,450	0,082	0,098	0,123	0,164
0,500	0,100	0,120	0,150	0,200
0,550	0,122	0,147	0,183	0,244
0,600	0,150	0,180	0,225	0,300
0,620	0,163	0,196	0,245	0,326
0,665	0,199	0,238	0,298	0,397
0,690	0,223	0,267	0,334	0,445
0,700	0,233	0,280	0,350	0,467
0,750	0,300	0,360	0,450	0,600
0,800	0,400	0,480	0,600	0,800
0,820	0,456	0,547	0,683	0,911
0,845	0,545	0,654	0,818	1,090
0,900	0,900	1,080	1,350	1,800
0,920	1,150	1,380	1,725	2,300

Из таблицы следует, что для различных вариантов пористости образцов и диаметров проволоки, из которых они изготовлены, множество образцов имеют одинаковый гидравлический диаметр.

6.6.4 ОЦЕНКА НЕОПРЕДЕЛЁННОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

Поскольку выяснить с абсолютной точностью истинное значение никакой величины невозможно, то невозможно и указать величину отклонения измеренного значения от истинного. Возможно оценить величину этого отклонения, например, при помощи статистических методов. На практике вместо истинного значения используют действительное значение величины, то есть значение физической величины, полученное экспериментальным путём и настолько близкое к истинному значению, что в поставленной измерительной задаче может быть использовано вместо него. Понятие «погрешность» стало устаревать, вместо него было введено понятие «неопределённость измерений». ГОСТ Р 50.2.038-2004 допускает использовать термин погрешность для документов, использующихся в России [37].

Стандартную неопределённость, оцениваемую по типу, U_A вычисляют по формуле:

$$U_A = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2} \quad , \tag{6.9}$$

где n – число экспериментальных данных; x_i – i-е экспериментальное данное, полученное при измерении; $\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i$ — среднее арифметическое экспериментальных данных, полученных при измерении.

В главе 6 представлены экспериментальные данные коэффициента звукопоглощения МР, полученные при измерении в импедансной трубе. Проведено десять измерений коэффициента звукопоглощения одного и того же образца МР ($П$=0,7 $d_П$=0,2 мм h=10 мм). После каждого измерения образец извлекался из установки и устанавливался обратно. На рисунке 6.72 зависимость стандартной неопределённости от частоты.

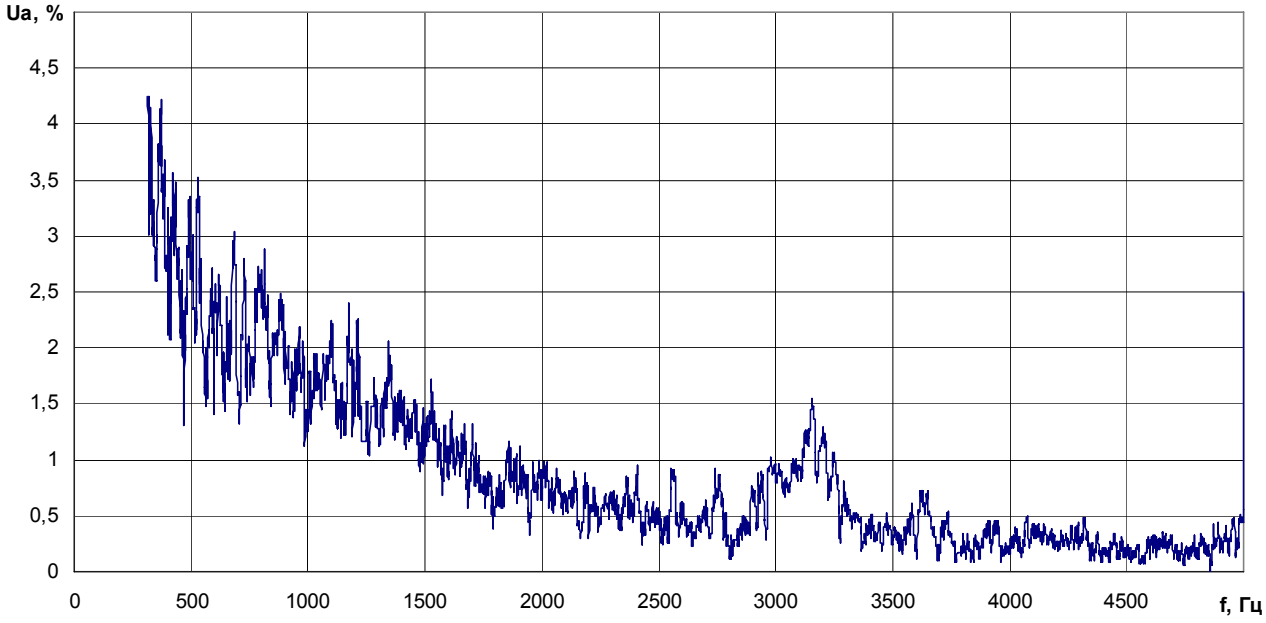


Рисунок 6.72 – Неопределённости измерений в импедансной трубе

Таким образом, неопределённость измерений коэффициента звукопоглощения в импедансной трубе составляет на частотах до 1000 Гц от 2 до 4 %, на более высоких частотах неопределённость измерений составляет менее 2 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с целью в диссертационной работе решена научно-техническая проблема снижения аэродинамического шума при сохранении работоспособности пневматических и газотранспортных систем за счёт использования глушителей, созданных на основе разработанных расчётных и экспериментальных моделей и методов, имеющая важное социально-экономическое и хозяйственное значение для промышленных предприятий и объектов газораспределительных станций. Получены следующие результаты:

1) Уточнена физическая картина работы глушителя в составе пневматической и газотранспортной системы. Глушитель рассматривается как дополнительный источник акустической мощности, который совместно с элементами системы участвует в генерации суммарного шума. Разработана обобщённая математическая модель элемента пневматической и газотранспортной системы с глушителем шума, определяющая связь акустической эффективности глушителя и его параметров, и позволяющая оценивать их влияние на динамические характеристики системы. Модель позволила рассчитать глушитель шума эффективностью 30 дБА, обеспечивающий быстродействие системы в соответствии с ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия. При этом время падения давления в системе увеличилось не более чем на 40 %, что соответствует ГОСТ.

2) Разработан метод определения функциональных и акустических характеристик и конструктивных параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, учитывающий характеристики системы, в которой он установлен, и позволяющий выбирать и оптимизировать параметры глушителя с точки зрения минимизации акустической мощности, излучаемой системой, с учётом наложенных ограничений.

3) Создан метод получения устойчивого решения системы уравнений для расчёта газодинамических параметров в элементах пневматических и газотранспортных систем с глушителями шума на основе преобразования независимых переменных математической модели, позволяющий свести задачу поиска решений системы нелинейных уравнений с ограничениями на них к соответствующей безусловной задаче в новых координатах.

5) Разработана математическая модель МР как звукопоглощающего материала с учётом его пропускной способности для использования его в глушителях аэродинамического шума. Модель позволила разработать: 1) глушитель шума пневматической шлифовальной машины ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс», установка которого позволила обеспечить санитарные нормы 80 дБА при сохранении частоты вращения ротора; 2) глушитель шума выхлопа испытательного стенда для космодрома «Восточный» с эффективностью 38 - 42 дБА.

6) Разработаны программы для расчёта акустических характеристик материала МР, системы «регулятор давления – глушитель», пневматического ротационного двигателя, использование которых позволяет сократить время расчёта, а также доводки глушителей шума за счёт уменьшения объема экспериментальных исследований.

7) Сформулированы основные принципы конструктивного исполнения средств снижения шума пневматических и газотранспортных систем. Разработаны на основе предлагаемого метода, защищённые патентами на полезную модель, и внедрены глушители шума пневматических и газотранспортных систем, в том числе с элементами из звукопоглощающего материала МР. Результаты испытаний глушителей показали их преимущество перед отечественными и зарубежными аналогами, созданными с использованием традиционных методов.

Результаты работы внедрены в металлургическое производство ОАО «АвтоВАЗ», Институт акустики машин при СГАУ, ОАО Серпуховский автомобильный завод, ООО Самарский завод технического стекла, ФГУП ГНП РКЦ «ЦСКБ-Прогресс», ООО «Газпром трансгаз Самара», ГНЦ ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» и в учебный процесс СГАУ.

Результаты работ могут быть рекомендованы в практике борьбы с шумом в организациях, использующих пневматические и газотранспортные системы.

Дальнейшие исследования следует проводить в области оценки влияния последующих элементов глушителей шума пневматических и газотранспортных систем на распространение акустических волн от предыдущих элементов.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

L - уровень звукового давления, дБ;

L_a – уровень шума, откорректированный по шкале «А», дБА;

L_W - уровень звуковой мощности, дБ

L_p - уровень пульсаций давления, дБ;

$L_P^{внеш}$ - уровень звукового давления снаружи трубопровода, дБ;

$L_P^{внутр}$ - уровень звукового давления внутри трубопровода, дБ;

L_Σ - суммарный уровень акустической мощности, дБ;

f - частота, Гц;

l - длина, м;

$L_{гл}$ - длина глушителя, м;

S_i - площадь проходного сечения, $м^2$;

$\overline{S}$ - безразмерная площадь проходного сечения;

$S'_{гл}$ - эффективная площадь проходного сечения выхлопной линии с пневмоглушителем, $см^2$;

$П_{гл}$ - периметр проходного сечения, м;

G - массовый расход рабочего тела, кг/с;

Q - объёмный расход рабочего тела, $м^3/с$;

α_p - безразмерное значение отношений давлений;

α - коэффициент звукопоглощения;

$\alpha'_{экв}$ - эквивалентный коэффициент облицовки, зависящий от действительного коэффициента поглощения α;

p_0 - абсолютное давление на входе в пневматическую или газотранспортную систему, Па;

p_a - атмосферное давление, Па;

p_i - абсолютное давление в *i*-ой полости, Па;

$p_{вх}$ - абсолютное давление на входе в пневматическую или газотранспортную систему, Па;

$p_{вых}$ - абсолютное давление на выходе из системы, Па;

$D_{гл}$ - наружный диаметр пневмоглушителя, см;

L_0, n_1, n_2, n_3 - постоянные величины, зависящие от звукопоглощающего материала, технологии его изготовления и размеров пневмоглушителя и определяемые опытным путём;

ΔL - акустическая эффективность глушителя;

$\overline{M}$ - усредненное число Маха;

$\overline{S}_{св}$ - относительно свободное сечение перфорации глушителя;

W - акустическая мощность, Вт;

$W_{кэ}$ - мощность движущегося потока, Вт;

U – скорость рабочей среды, м/с;

η - акустический КПД клапана;

C_v - коэффициент пропускной способности;

h - толщина, м;

$r_{вн}$ - внутренний радиус трубопровода, м;

ρ_a - плотность воздуха при нормальных условиях;

c_a - скорость звука при нормальных условиях м/с;

ρ_i - плотность рабочей среды в *i*-ой полости;

c_i - скорость звука в *i*-ой полости;

k_0 – коэффициент пропорциональности (зависит от скорости и условий истечения струи);

ρ_c – плотность среды в струе;

U_c – скорость истечения;

D_c – диаметр среза выхлопного сопла;

$\Delta\varepsilon$ - эффективность снижения шума многотрубчатыми (перфорированными) насадками, дБ;

X - совокупность варьируемых переменных;

Y - независимые переменные (константы);

O - математический оператор;

$T(X,Y)$ - множество выходных данных (переменных);

k - показатель адиабаты;

π - отношение давлений;

$\pi_{кр}$ - критическое отношение давлений;

$\pi_{расч}$ - расчётное отношение давлений;

n - число ступеней (дроссельных шайб) глушителя;

V_p - вектор давлений;

a, b – границы области определения оптимизируемых переменных;

p_i^*, p_i^{**} - левая и правая границы области определения параметра p_i;

$G(P)$ - итерационная функция алгоритма fsolve, использующего метод Ньютона;

$ß(V_p)$ - якобиан векторной функции;

Ω_X – множество допустимых решений;

F_L - коэффициент восстановления давления;

C_c - акустическая ёмкость;

$C_{пр}$ -жёсткость пружины, н/м;

t - время, с;

μ_i - коэффициент расхода;

x - ход тарели клапана;

ξ - демпфирование;

R - газовая постоянная;

T_i - температура в *i*-ой полости;

G_f - удельный вес пара или газа;

d_c - диаметр седла;

μ_i - коэффициент расхода через шайбу;

F_Σ - сумма сил нелинейного трения, аэродинамической подъёмной силы и сил, действующих на мембрану и тарель;

F_{01}, - усилия предварительной затяжки пружин регулятора (клапана);

m - масса подвижной системы, кг;

S_m - площадь мембраны, м^2;

S_c - площадь седла клапана, м^2;

S_T - площадь тарели, м^2.

$d_{тр}$ - внутренний диаметр трубопровода, м;

$R_{тр}$ - сопротивление трубопровода;

$r_м$ - расстояние от приёмника до источника звука;

φ - фактор направленности;

$\Delta L_{зас}$ - коэффициент, учитывающий поглощение внутренних источников в элементах глушителя;

$\Delta\varepsilon$ - коэффициент, учитывающий снижение шума за счет взаимодействия отдельных струек;

$\overline{S}_1 = \frac{S^{отв}_{внутр}}{S_{вх}}$ - относительная площадь внутренней оболочки (коэффициент отношения суммарной площади отверстий внутренней оболочки к площади входного отверстия);

$\overline{S}_2 = \frac{S^{отв}_{нар}}{S_{вх}}$ - относительная площадь наружной оболочки (коэффициент отношения суммарной площади отверстий наружной оболочки к площади входного отверстия);

$S^{отв}_{внутр}$ - суммарная площадь отверстий внутренней оболочки;

$S^{отв}_{нар}$ - суммарная площадь отверстий наружной оболочки;

$S^{разв} = \pi DL$ - площадь развертки соответствующей оболочки;

$K_{пер}$ – коэффициент густоты перфорации.

$S_{âõ}$ - площадь входа в глушитель;

S_1 -эквивалентная проходная площадь шайбы-рассекателя;

S_2 -эквивалентная проходная площадь внутренней перфорированной оболочки;

S_3 -эквивалентная проходная площадь наружной перфорированной оболочки;

t_1 - время падения давления при выхлопе без глушителя;

t_2 - время падения давления при выхлопе с глушителем;

$\bar{t}$ - безразмерное время падения давления;

$П$ - пористость образца;

B - безразмерная частотно-зависимая переменная;

r - удельное сопротивление продуванию;

r_1 - полное сопротивление продуванию;

$d_Г$ - гидравлический диаметр;

ν – коэффициент вязкости;

$d_В$ - средний диаметр волокна;

ρ_m - насыпная плотность пористого материала;

K_1, K_2 - коэффициенты в математической модели Bies-Hansen;

K_3, K_4 – экспериментально определённые коэффициенты в математической модели сопротивления продуванию;

$d_П$ – диаметр проволоки материала МР;

$\rho_В$ – плотность волокна (проволоки);

γ - постоянная распространения;

γ_R - действительная часть постоянной распространения,

γ_I - мнимая часть постоянной распространения,

Z_c - характеристический импеданс для волокнистых материалов;

$A = 153$ - экспериментальный коэффициент для материала МР;

Z_I - мнимая часть характеристического импеданса,

Z_R - действительная часть характеристического импеданса,

$C1...C8$ - коэффициенты в математической модели для расчёта акустических характеристик пористых материалов;

α_i - коэффициент звукопоглощения в октаве со среднегеометрической частотой i;

NRC - индекс звукопоглощения;

$M_{мол}$ - молекулярная масса, кг/моль;

K - слагаемое учёта режима потока;

f_p - частота максимума уровня звуковой мощности и уровня звукового давления;

D_j - диаметр струи в клапане;

M_j - число Маха струи.

N_L – константа, для определения уровня пульсаций давления;

L_R - коррекция по расстоянию, дБ;

R_{ci} - откорректированный коэффициент звукоизоляции.

R_i - базовый коэффициент звукоизоляции, дБ;

L_{Ai} - корректировка по шкале "А";

G_i - массовый расход воздуха через ***i***-ю дроссельную шайбу , кг/с;

p_c - давление в полости;

V_c - объём полости;

$G_{вых}$ - массовый расход, определяемый выходным дросселем;

R - универсальная газовая постоянная;

T_c - температура газа в полости;

k - показатель адиабаты;

ρ_0 - плотность окружающей среды.

$k(f)$ - волновое число;

$P_2(f)$ - звуковое давление, регистрируемое двумя микрофонами;

$R(f)$ - коэффициент звукоотражения;

l_1 - расстояние от первого микрофона до исследуемого образца;

l_2 - расстояние от второго микрофона до исследуемого образца;

$l_м$ - расстояние между микрофонами;

$\overline{X}$ - вещественная часть импеданса;

$\overline{Y}$ - мнимая часть импеданса;

h - толщина звукопоглощающего слоя;

$d_{ср}$ - средний диаметр пор;

$d_П$ - диаметр проволоки, из которой изготовлен образец.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 А. с. 1191278, МКИ В 25 D 17/12. Глушитель шума выхлопа пневматических машин [Текст] / Э.А. Абраменков, И.Л. Чернецкий, А.И. Чупов и [и др.] (СССР). – № 3735289/29–28; заявл. 29.04.84; опубл. 15.11.85, Бюл. № 42.

2 Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.

3 Авиационная акустика [Текст]. В 2 ч. Ч. 1. Шум на местности дозвуковых пассажирских самолетов и вертолетов / А.Г. Мунин, В.Ф. Самохин, Р.А. Шипов [и др.]; под общ. ред. А.Г. Мунина. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.

4 Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 278 с.

5 Алиев, Т.М. Измерительная техника [Текст]: учеб. пособие для техн. вузов / Т.М. Алиев, А.А. Тер-Хачатуров. – М.: Высш. шк., 1991. – 384 с.

6 Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления [Текст] / А.Д. Альтшуль. – М.: Недра, 1970. – 216 с.

7 Арзуманов, Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления [Текст]. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

8 Арзуманов, Э.С. Расчет уровня снижения шумов в дроссельных устройствах гидравлических систем [Текст] / Э.С. Арзуманов, В.Г. Скрипченко // Всесоюзное научно-техническое совещание по применению гидравлической автоматики в промышленности. – М., 1977. – С. 181-185.

9 Арзуманов, Э.С. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений [Текст] / Э.С. Арзуманов, В.Г. Скрипченко, Л.Н. Нисман. – М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. – 48 с.

10 Арзуманов, Ю.Л. Системы газоснабжения и устройства пневмоавтоматики ракетно-космических комплексов [Текст] / Ю.Л. Арзуманов, Р.А. Петров, Е.М. Халатов. – М.: Машиностроение, 1997. – 461 с.

11 Артемов, Е.А. Коэффициент расхода клапана [Текст] / Е.А. Артемов, А.А. Богданов // Вестн. машиностроения. – 1970. – № 11. – С. 49-50.

12 Аэрогидромеханический шум в технике [Текст] / пер. С. Л. Вишневского; под ред. Р. Хиклинга. – М.: Мир, 1980. – 336 с.

13 Белов, А.И. Затухание звука в трубах с поглощающими стенками [Текст]/ А.И.Белов // ЖТФ. – 1938. – Т. 8. – С. 752 – 755.

14 Белоусов, А.И. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР [Текст] / А.И. Белоусов, Е.А. Изжеуров, А.Д. Сетин // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев, 1975. – Вып 2. – С. 70-80.

15 Бесконтактная регистрация и анализ вибрации изделий машиностроения с помощью трехкомпонентного лазерного виброметра [Текст] / А.А. Иголкин, Г.М. Макарьянц, А.Н. Крючков [и др.] // Прикладная физика. – 2013.

16 Боголепов, И.И. Архитектурная акустика [Текст] / И.И. Боголепов.– СПб.: Судостроение, 2001. – 227 с

17 Борьба с шумом на производстве [Текст]: справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн [и др.]; под общ. ред. Е.Я. Юдина – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с.

18 Борьба с шумом стационарных энергетических машин [Текст] / Ф.Е. Григорьян, Е.И. Михайлов, Г.А. Ханин [и др.]. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 160 с.

19 Бруяка, В.А. Инженерный анализ в ANSYS Workbench [Текст]: учеб. пособие / В.А. Бруяка.– Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.

20 Бугаенко, В.Ф. Пневмоавтоматика ракетно-космических систем [Текст] / В.Ф. Бугаенко.– М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.

21 Будаев, В.А. Глушители аэродинамического шума для станочных приспособлений [Текст] / В.А. Будаев, Е. А. Крайнова // Вестн. машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 62-64.

22 Будаев, В.А. Глушитель шума [Текст] / В.А. Будаев, Ю.А. Кульков, Л.Ф. Родионов // Машиностроитель. – 1990. – № 2. – С. 32.

23 Будаев, В.А. Проницаемые материалы в конструкциях глушителей аэродинамического шума [Текст] / В.А. Будаев, Л.А. Белхороев. – М.: Энергомашиностроение, 1989. – № 2. – С. 20-22.

24 Бутырин, П.А. Автоматизация физических исследований и эксперимента, компьютерные измерения и виртуальные приборы на основе LabVIEW7 [Текст] / П.А. Бутырин; под. ред. П.А. Бутырина. – М.: ДМКПресс, 2005. – 264 с.

25 Визуализация виброакустических процессов в энергетических и транспортных объектах [Текст]/ Е.В. Шахматов, А.А. Иголкин, А.И. Сафин [и др.] // Колебания и волны в механических системах: сб. Междунар. науч. конф. – Москва, 27-29 ноября 2012. – С. 77.

26 Владиславлев, А.П. Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем [Текст] / А.П. Владиславлев, В.А. Якубович. – М.: Недра, 1981. – С. 267.

27 Влияние установки пневмоглушителя на быстродействие пневмосистемы [Текст] / Р.Б. Сейфетдинов, А.А. Иголкин, А.Н. Крючков [и др.] // Гидропневмоавтоматика и гидропривод: сб.науч.тр. – В 2 т. Т.2 / КГТА. – Ковров. – 2006. – С. 20 – 34.

28 Гаспаров, М.С. Исследование акустических характеристик ручного механизированного инструмента [Текст] / М.С. Гаспаров, А.А. Иголкин, А.Н. Крючков // Актуальные проблемы современной науки. Естественные науки: тр. 5-й Междунар. конф. молодых ученых и студентов. Ч. 3,4: Механика. Машиностроение и машиноведение. Металлургия. Литейное производство. – Самара: Изд-во СамГТУ, 2004. – С. 89-93.

29 Герц, Е.В. Динамика пневматических систем машин [Текст] / Е.В.Герц. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

30 Герц, Е.В. Пневматические приводы. Теория и расчет [Текст] / Е.В.Герц. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.

31 Гиневский, А.С. Акустическое управление турбулентными струями [Текст] / А.С. Гиневский, Е.В. Власов, Р.К. Каравосов. – М.: ФИЗМАТ-ЛИТ, 2001. – 240 с.

32 Голованов, В.И. Акустические характеристики большерасходного глушителя шума газовых струй [Электронный ресурс] / В.И. Голованов, В.Н. Славяников, В.К. Федоров // Электронный журнал «Техническая акустика». – http://webcenter.ru/~eeaa/ejta 2(2002). – 9.1-9.6.

33 ГОСТ 12.1.003 – 83. Шум. Общие требования безопасности труда [Текст]. – Введ. 1984-01-07. – М.: Изд-во стандартов, 1983.

34 ГОСТ 17752-81. Гидропривод объемный и пневмопривод. Термины и определения [Текст]. – Введ. 1982-01-01.– М.: Изд-во стандартов, 1981.

35 ГОСТ 25144 – 82. Пневмоглушители. Технические условия [Текст]. – Введ. 1982-18-02. – М.: Изд-во стандартов, 1982.

36 ГОСТ 31704-2011 (EN ISO 354:2003). Материалы звукопоглощающие. Метод измерения звукопоглощения в реверберационной камере [Текст]. – Введ. 2013-07-01. – М.: Стандартинформ, 2014. – 18 с.

37 ГОСТ Р 50.2.038-2004. Оценивание погрешностей неопределенности результатов измерения [Текст]. – Введ. 2014-10-24. – М.: Изд-во стандартов, 2004.

38 ГОСТ Р ЕН 29053-2008. Материалы акустические. Методы определения сопротивления продуванию потоком воздуха [Текст]. – Введ. 2008-03-13. – М.: Изд-во стандартов, 2008.

39 Григорьян, Ф.Е. Расчет и проектирование глушителей шума энергоустановок [Текст] / Ф.Е. Григорьян, Е.А Перцовский. – Л.: Энергия, Ленингр. отд-ние, 1980. – 120 с.

40 Гусев, В.П. Пластинчатые глушители шума вентиляционных установок (акустические и аэродинамические характеристики) [Текст] / В.П. Гусев, М.Ю. Лешко // АВОК: Вентиляция, отопление, кондиционирование воздуха, теплоснабжение и строительная теплофизика. – М.: 2006. № 8. - С. 34.

41 Данилов, А.А. Газораспределительные станции [Текст] / А.А. Данилов, А.И. Петров. – СПб.: Недра, 1997. – 240 с.

42 Дьяконов, В.П. MATLAB 6/6.1/6.5 + Simulink в математике и моделировании [Текст] / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2003. – 576 с.

43 Емельянов, О.Н. Разработка эффективных глушителей шума систем сброса газа на компрессорных станциях [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Емельянов Олег Николаевич. – М., 2011. – 145 с.

44 Жамов, Е.А. Основные источники шумообразования в трубопроводной арматуре [Текст] / Е.А. Жамов, С.Ф. Королев // Сб. науч. трудов ЦКБА. – 1977. – С. 37-44.

45 Загузов, И.С. О снижении уровней пульсаций, вибраций и шума в гидравлических и топливных системах. Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов [Текст] / И.С. Загузов. – Самара,1994. – С. 69-74.

46 Зажигаев, Л.С. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента [Текст] / Л.С. Зажигаев, А.А. Кишьян, Ю.И. Романников. – М.: Атомиздат,1978. – С. 232.

47 Залманзон, Л.А. Теория элементов пневмоники [Текст] / Л.А. Залманзон. – М. :Наука, 1969. – 508 с.

48 Иванов, Н.И. Основы виброакустики [Текст] / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – СПб.: Политехник, 2000. – 428 с.

49 Иголкин, А.А. Автоматизированный расчет динамических характеристик ротационного пневмопривода [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Труды междунар. науч.-техн. конф. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития». – СПб.: Изд-во политехн. ун-та. – 2008. – С. 213-218.

50 Иголкин, А.А. Выбор параметров пневмоглушителей [Текст] /А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Изв. СНЦ РАН. Спец. вып. «ELPIT-2007». – Самара. – 2007. – Т.2. – С. 82– 88.

51 Иголкин, А.А. Гаситель пульсаций давления для воздушного регулятора [Текст] / А.А. Иголкин, А.И. Сафин, Е.В. Шахматов // Вестн. СГАУ. Спец. вып., подготовл. по материалам междунар. науч.-техн. форума: [посвящ. 100-

летию ОАО «КУЗНЕЦОВ» и 70-летию СГАУ]. – Самара, 2012. – Ч.1, № 3.– С. 11-16.

52 Иголкин, А.А. Математическая модель глушителя шума выхлопа пневмосистем [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Изв. СНЦ РАН. – Самара, 2004. – Т.6, №2. – С. 364-368.

53 Иголкин, А.А. Математическая модель процесса истечения сжатого воздуха из пневморесивера [Текст] / А.А. Иголкин // Аспирантский вестник Поволжья: научно-информационный межвузовский журнал. – Самара, 2004. – №1(7) – С. 25-27.

54 Иголкин, А.А. Моделирование статических и динамических характеристик регулятора давления [Текст] / А.А. Иголкин // Вестн. СГАУ. – Самар, 2014. – № 5(43). – С. 123-130.

55 Иголкин, А.А. О влиянии виброакустических нагрузок на прочность и работоспособность трубопроводных систем [Текст] /А.А. Иголкин // Изв. СНЦ РАН. – Самара, 2013. – Т.15, №6(4). – С. 1032-1037.

56 Иголкин, А.А. О применении различных типов микрофонов при измерениях в импедансной трубе [Текст] / А.А. Иголкин, А.И. Сафин, Е.В. Шахматов // Вектор науки ТГУ / Тольяттинский гос. ун-т. – 2011. – Вып. 2(16) – С. 49-51.

57 Иголкин, А.А. Пневматические глушители [Текст] /А.А. Иголкин, Е.В. Шахматов // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG. – 2013. – 133 с.

58 Иголкин, А.А. Расчет динамических характеристик гайковерта пневматического [Текст] / А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Е.В. Шахматов // Гидропневмоавтоматика и гидропривод: сб. науч. тр. В 2 т. Т.2 /КГТА. – Ковров, 2006. – С. 3-19.

59 Иголкин, А.А. Снижение шума в жилом помещении за счет применения виброизоляторов [Текст] / А.А. Иголкин, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов // Безопасность в техносфере. – М., 2008. – №4 (13) – С. 40-43.

60 Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

61 Изготовление опытных образцов устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа [Текст]: отчет о НИР (промежуточ., НИР 201х-118 «Разработка высокоэффективных универсальных устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа») / Крючков А.Н. – Самара: Институт акустики машин при СГАУ, 2014. – 127 с.

62 Изготовление физических моделей опытных образцов высокоэффективных устройств гашения пульсаций [Текст]: отчет о НИР (промежуточ.: п. 4.2 НИР 201х-118 «Разработка высокоэффективных универсальных устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа») / Крючков А.Н. – Самара: Институт акустики машин при СГАУ, 2013. – 90 с.

63 Изжеуров, Е.А. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик упругопористого материала МР для систем двигателей летательных аппаратов [Текст]: дис. …канд. техн. наук: 05.07.05: защищена 1975 г. / Изжеуров Евгений Александрович – Куйбышев, 1975. – 191 с.

64 Изжеуров, Е.А. Формирование элементов конструкций гидродинамического тракта энергетических установок из упругопористого материала МР [Текст]/Е.А. Изжеуров. – М.: Машиностроение, 2001. – 284 с.

65 Ионайтис, Р.Р. Концепция и примеры обновления и модернизации трубопроводной арматуры и арматурных средств безопасности (глазами 2013 г.) [Текст] / Р.Р Ионайтис //Международный журнал "Проблемы конструирования" – 2014. – № 4 (73/Спец. вып.). – С. 12-20.

66 Ионов, А.В. Средства снижения вибрации и шума на судах [Текст]/ А.В. Ионов. - СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2000. – 348 с.

67 Исследование акустических характеристик материала МР [Текст] / А.А. Иголкин, Е.А. Изжеуров, Цзян Хунюань [и др.] // Вестн. СГАУ. – Самара, 2006. – Ч.2, № 2(10) – С. 165-169.

68 Исследование глушителей шума механических прессов [Текст] / [А.Ф. Козьяков и др.] // Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана. – 1979. – № 308. – С. 62-73.

69 Исследование характеристик глушителей шума выхлопа пневмосистем [Текст] / А.С. Фральцов, А.А. Иголкин, Ю.В. Илюхин [и др.] // Труды IX

Междунар. науч.-техн. конф. «Инновация, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения, авиастроения, транспорта и сельского хозяйства». – Ростов н/Д: ИЦ ДГТУ, 2010. – С. 804-807.

70 Исследования эффективности физических моделей на специализированных стендах. Экспериментальная отработка конструкции физических моделей [Текст]: отчет о НИР (промежуточ.: п. 4.3 НИР 201х-118 «Разработка высокоэффективных универсальных устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа») / Крючков А.Н. – Самара: Институт акустики машин при СГАУ, 2013. – 110 с.

71 Коварцев, А.Н. Вычислительная математика [Текст] / А.Н. Коварцев. – Самара: ООО «Офорт», 2011. – 230 с.

72 Колесников, А.Е. Шум и вибрация [Текст]: учеб. – Л.: Судостроение,1988. - 242с.

73 Котляр, И.Я. Эксплуатация магистральных газопроводов [Текст] / И.Я. Котляр, В.М. Пиляк. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Недра, 1971. – 248 с.

74 Кремлевский, П.П. Расходомеры и счетчики количества веществ [Текст] / П.П. Кремлевский – СПб.: Политехника, 2002. – Кн. 1. – 409 с.

75 Крючков, А.Н. Снижение колебаний шума в гидромеханических и газовых системах [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: защищена 22.12.2006/ Крючков Александр Николаевич. – Самара, 2006.

76 Лагунов, Л.Ф. Борьба с шумом в машиностроении [Текст] / Л.Ф. Лагунов, Г.Л. Осипов. – М.: Машиностроение, 1980. – 150 с.

77 Лопашев, Д.З. Методы измерения и нормирования шумовых характеристик [Текст] / Д.З. Лопашев, Г.Л. Осипов, Е.Н. Федосеева. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 232 с.

78 Математические методы [Электронный ресурс] http://mathmod.narod.ru/metods.htm.

79 Мунин, А.Г. Аэродинамические источники шума [Текст] / А.Г. Мунин, В.М. Кузнецов, Е.А. Леонтьев. – М.: Машиностроение, 1981. – 248 с.

80 Неверов, А.Н. Глушители шума машин контактной сварки с пневматическими приводами [Текст] / А.Н. Неверов // Труды МВТУ им. Н.Э. Баумана. – 1979. – № 308. – С. 73-94.

81 Паровые шумоглушители [Электронный ресурс] http://energo-stroi.com/parovyie-shumoglushiteli.html.

82 Пат. 28189 Российская Федерация. Пневмоглушитель [Текст] / Заболотный Н.Г., Крючков А.Н., Назаров О.В. [и др.]; заявитель и патентообладатель Институт акустики машин при Самарском государственном аэрокосмическом университете им. акад. С.П. Королева. – № 2002118054/20; заявл. 10.07.2002; опубл.10.03.2003. – 1 с.

83 Пат. 38841 Российская Федерация. Пневмоглушитель со смешением потока [Текст] / Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Иголкин А.А. [и др.]; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева» (RU). – № 2004105438/20; заявл. 25.02.2004; опубл. 10.07.2003. – 1с.

84 Пат. 39649 Российская Федерация. Пневмоглушитель переменной структуры [Текст] / Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Иголкин А.А. [и др.]; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева» (RU). – № 2004108397/22; заявл. 22.03.2004; опубл. 10.08.2004. – 1 с.

85 Пат. 47050 Российская Федерация. Пневмоглушитель с облицованными каналами [Текст] / Шахматов Е.В., Крючков А.Н., Иголкин А.А. [и др.]; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева» (RU). – № 2005105874/22; заявл. 02.03.2005; опубл. 10.08.2005. – 1с.

86 Пат. 59152 Российская Федерация. Пневмоглушитель [Текст] / Иголкин А.А., Крючков А.Н., Сейфетдинов Р.Б. [и др.]; заявитель и патентообладатель Об-

щество с ограниченной ответственностью «Акцент» (ООО «Акцент») (RU). – № 2005136569/22; заявл. 02.03.2005; опубл. 10.08.2005. – 1с.

87 Пат. 71380 Российская Федерация. Пневмоглушитель с высокочастотным облучением [Текст] / Иголкин А.А., Крючков А.Н., Шахматов Е.В.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева» (RU). – № 2007142058/22; заявл. 13.11.2007; опубл. 10.03.2008. – 1с.

88 Пат. 94631 Российская Федерация, МПК7 F01 N1/00,1/02. Пневмоглушитель с электромагнитной коррекцией [Текст] / Иголкин А.А., Иголкин Д.А., Лиманов И.А.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева» (RU) – № 2009146568/22; заявл. 15.12.09; опубл. 27.05.10, Бюл. № 15. – 3с.

89 Пахомов, А.В. Синтетические глушители воздушного тракта для пневмоприспособлений [Текст] / А.В. Пахомов, Е.Л. Опарин, А.И. Ларионов // Тракторы и сельхозмашины. – 1972. – № 2.

90 Писаревский, В.М. Гасители колебаний газа [Текст]. - М.: Недра, 1986.

91 Разработка глушителей шума выхлопа производственного оборудования [Текст] / А.А. Иголкин, Е.В. Шахматов, А.Н. Крючков [и др.]// Изв. СНЦ РАН. Спец. вып. «ELPIT – 2005». – Самара, 2005. – Т.2. – С. 39– 43.

92 Разработка конструкции физических моделей образцов высокоэффективных устройств гашения пульсаций [Текст]: отчет о НИР (промежуточ.: п. 4.1 НИР 201х-118 «Разработка высокоэффективных универсальных устройств гашения пульсаций в линии редуцирования газа») / Крючков А.Н. – Самара: Институт акустики машин при СГАУ, 2013. – 58 с.

93 Разработка системы снижения шума компрессорного отсека с комбинированным забором воздуха [Текст] / С.А. Богданов, А.А. Иголкин, А.Н. Крючков [и др.] // Изв. СНЦ РАН. Спец. вып. «Безопасность, технологии, управление». – Самара, 2007. – Т. 2. – С. 124-127.

94 Сафин, А.И. Некоторые аспекты исследования акустических характеристик материала «металлорезина», полученного с использованием зиговки исходной проволоки [Текст] / А.И. Сафин, М.В. Дегтярев, А.А.Иголкин [и др.] // Вектор науки ТГУ. – Тольятти, 2013. - № 2 (24). – С. 200-202.

95 Сафин, А.И. Применение пористого материала «металлорезина» в гидрогазовых системах энергетических установок для шумоподавления и термостабилизации [Текст] / А.И. Сафин, А.А.Иголкин, Е.В. Шахматов [и др.] // Судостроение. – СПб., 2012. – № 5 (804). – С. 46-48.

96 Сафин, А.И. Разработка математической модели акустических характеристик упругопористого материала «металлорезина» [Текст] /А.И. Сафин, А.А. Иголкин // Вестн. СГАУ. Спец. вып., подготовл. по материалам междунар. науч.-техн. форума: [посвящ. 100-летию ОАО «КУЗНЕЦОВ» и 70-летию СГАУ] (г. Самара, 5-7 сентября 2012 г.). – Самара, 2012. – Ч. 2, № 3. – С. 69-74.

97 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2008612326. «УНИСОН» [Текст] / Сафин А.И., Иголкин А.А., Родионов Л.В. [и др.]; заявитель и патентообладатель ООО «УНИСОН» (RU); заявл. 14.05.2008. – 3 с.

98 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Российская Федерация. Программа для измерений акустических характеристик материалов и конструкций в импедансной трубе [Текст] / Сафин А.И., Иголкин А.А., Гаспаров М.С.; заявитель и патентообладатель федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет им. акад. С.П. Королева (национальный исследовательский университет)» (СГАУ) (RU). – № 2012619881; заявл. 15.11.2012; опубл. 09.01.2013. – 1с.

99 Славин, И.И. Производственный шум и борьба с ним [Текст] / И.И. Славин. – М.: Профтехиздат, 1955. – 355 с.

100 Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами [Текст] / Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, В.И. Голованов [и др.]; под ред. В.В. Войтоцкого. – СПб., 2008. - 316 с.

101 Снижение виброакустических нагрузок в гидромеханических системах [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, В.В. Леньшин [и др.]. – Самара: Изд-во СГАУ, 1998. – 270 с.

102 Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах [Текст] / [А.А. Иголкин и др.].– Самара: Изд-во СНЦ РАН, 2005. – 314 с.

103 Снижение уровней шума и вибрации на газораспределительных пунктах энергетических объектов [Текст] / И.С. Толоконников, В.В. Карманова, А.Ю. Олейников [и др.] // Сборник докладов. – 2011. – С. 245-260.

104 Снижение уровня шума при использовании сжатого воздуха [Текст] / А.П. Пятидверный, А.И. Кудрявцев, Л.В. Соляник [и др.] // Вестн. машиностроения. – 1982. – № 1. – С. 15-17.

105 Снижение шума газовых струй при помощи перфорированных насадков [Текст] / Ю.Б. Корнеенко, И.М. Пичугин, А.С. Погодин [и др.] // VII Всесоюз. акустическая конф. по физической и технической акустике: сб. докл. – 1973. – С. 298-299.

106 Снижение шума снегоуборочной установки [Текст] /А.А. Иголкин, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов [и др.] // Вестн. СГАУ. – 2009. – №3(19). – Ч. 3. – С. 178-184.

107 Создание и внедрение эффективных устройств снижения шума выхлопа пневматических механизмов листоштамповочных кривошипных прессов [Текст]: отчет о НИР / Ижевский механический институт. – 1990.

108 Соловьев, Р.В. Глушители шума выхлопа из пористого полиэтилена [Текст] / Материалы VII Всесоюзной акустической конф. – М., 1973.

109 Справочник по звукопоглощающим материалам и конструкциям [Текст] под ред. проф. И.Г. Дрейзена. – М.: Гудок, 1967. – 91 с.

110 Справочник по контролю промышленных шумов [Текст] / пер. с англ. Л.Б. Скарина, Н.И. Шабанова; под ред. д-ра техн. наук проф. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.

111 Справочник по технической акустике [Текст] / пер. с нем.; под ред. М. Хекла и Х.А. Мюллера. – Л.: Судостроение, 1980. – 440 с.

112 СТО ГАЗПРОМ 2-3.5-043-2005. Защита от шума технологического оборудования ОАО "ГАЗПРОМ" [Текст]. – Введ. 22 сентября 2005 г. №238 с 10 ноября 2005. – Челябинск: ООО "Научно-исследовательский институт природных газов и газовых технологий - ВНИИГАЗ".

113 Сулейманов, М.М. Шум и вибрация в нефтяной промышленности [Текст]: справ. пособие/М.М. Сулейманов, Л.И. Вечхайзер. – М.: Недра, 1990. – 160 с.

114 Терехов, А.Л. Современные методы снижения шума ГПА [Текст] / А.Л. Терехов, М.Н. Дробаха. – Л.: Недра, 2008. – 368 с.

115 Финкельштейн, А.Б. Теория и практика получения пористых отливок из алюминиевых сплавов пропиткой [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 06.16.04 / Финкельштейн Аркадий Борисович. – Екатеринбург, 2010. – 338 с.

116 Шахматов, Е.В. Комплексное решение проблем виброакустики изделий машиностроения и аэрокосмической техники [Текст]/ Е.В. Шахматов // LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH&CO.KG 2012. – 81 с.

117 Шахматов, Е.В. Методы и средства коррекции параметров динамических процессов в гидромеханических и топливных системах двигателей летательных аппаратов [Текст]: дис. … д-ра техн. наук / Шахматов Евгений Владимирович. – Самара, 1993. – 333 с.

118 Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.

119 Юдин, Е.Я. Борьба с шумом [Текст] / Е.Я. Юдин. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1964. – 702 с.

120 Acoustic performances of metal rubber [Электронный ресурс] / A.A. Igolkin, E.A. Izzheurov, J. Hongyuan [et al.] // Proceedings of the Eighteen International

Congress on Sound and Vibration (ICSV 18). – Rio de Janeiro Brasil. – 2011. – July 10-14. – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM).

121 Ammortissement du Bruit dans les dispositifs de commande et d'outillage pneumatiques [Text]: «Achats et Entretien du Material Jndastriel». – 1972. – Vol. 24, № 232.

122 Analysis of acoustic fatigue in safety relief systems, Proceedings of the ASME 2011 [Text] / Jan P.M. Smeulers, Beek Van, J.G. Pieter [et al.] //Pressure Vessels & Piping Division Conference, July 17-21, 2011, Baltimore, Maryland, USA.

123 ANSYS Fluent 16. Theory Guide. 2012. Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA. http://www.fluent.com

124 Application of soundproof structures on the basis of Z-gofer panels to reduce transport noise [Text] / M.S. Gasparov, A.A. Igolkin, A.N. Kruchkov [et al.] // Proceedings of the 7-th International Symposium « Transport Noise and Vibration». – St.Petersburg. – 2004. – P. 2-4.

125 Baumann, H.D. A method for predicting aerodynamic valve noise based on modified free jet noise theories [Text] / H.D. Baumann // American society of mechanical engineers. – New York, 1987. – №87-WA/NCA-7.

126 Beranek, L.L. Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications [Text] / L.L. Beranek // Second Edition, Istvan, 2006.

127 Bies, D.A. Engineering noise control [Text] / D.A. Bies, C.H. Hansen. – London and New York.: Spoon Press, 2003. – 745 p.

128 Bruce, D.R. Solving acoustic-induced vibration problems in the design stage [Text] / D.R. Bruce, A.S. Bommer, T.E. Lepage // Sound and Vibration. – 2013.

129 Carucci, V.A. Acoustically Induced Piping Vibration in High Capacity Pressure Reducing Systems [Text] / V.A. Carucci, R.T. Mueller // ASME Paper No. 82-WA/ PVP-8. - 1982.

130 Catron, F.W. Comparison of Models for Piping Transmission Loss Measurements [Text] / F. W. Catron// NOISE-CON 2005 – 2005.

131 Control Valve Aerodynamic Noise Prediction, ANSI/ISA-S75. [Text] / 17 –1989, June 19, 1991.

132 Crocker, M.J. Prediction of transmission loss in mufflers by the finite− element method / M.J. Crocker // The Journal of the Acoustical Society of America. - 57 (1), P. 144-148.

133 Delany, M.A. Acoustic properties of fibrous absorbent materials [Text]/ M.A. Delany, E.N. Bazley // Appl. Acoust. 3, 1970. – P. 105-116.

134 Dickey, N. S. The effect of high – amplitude sound on the attenuation of perforated tube silensers [Text] / N. S. Dickey, A. Selament, J. M. Novak // J. Acoustical Society of America. –2000. – Vol. 108, No 3. – P. 1068-1080.

135 Doak, P.E. Analysis of internally generated sound in continuous materials P.E Doak // J. Sound and Vibration. – 1972. – Vol. 25, № 2. – P. 263-335.

136 Fagerlund, A.C. Recommended Maximum Valve Noise Levels [Text] / A.C. Fagerlund // Advances in Instrumentation, Vol. 41-Part 3, Proceedings of the ISA/1986 Internal Conference and Exhibit, Houston, Texas, October 13-16.

137 Fagerlund, A.C. Use of pipewall vibrations to measure valve noise silensers [Text] / A.C. Fagerlund // Technical monograph 33.

138 Flowserve Gaseous Noise Control [Text]: Каталог: разработчик и изготовитель Flowserve. – 20 с.

139 FLUENT, A. 6.3. Theory Manual. 2005. Fluent Inc. Central Source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, USA. http://www.fluent.com

140 Fluid-flow noise reduction systems. US 4113050. A Trevor Smith. British Gas Corporation

141 Golstein, M.E. Aeroacoustics [Text] / M.E. Golstein. – McGraw-Hill, New York, 1976.

142 Hydrodynamic noise dampener with metal rubber [Электронный ресурс] / A. I. Safin, M.A. Ermilov, A.A. Igolkin [et al.] // The 21st International Congress on Sound and Vibration (ICSV 21): The international institute of Acoustics and Vibration. – Beijing, China Bangkok. – 2014. – July 13-15 – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM).

143 Igolkin, A.A. Vibroacoustic loads reduction in pipe systems of gas distribution stations [Электронный ресурс] / A.A. Igolkin // Journal of Dynamics and Vibroacoustics. – 2014. – 1 (1).

144 Igolkin, A.A. Acoustic performances of air tool [Электронный ресурс] /A. Igolkin, A. Kruchkov, E. Shakhmatov // Proceedings of the Seventeen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 17). – Cairo, Egypt, July 18-22. – 2010.

145 Igolkin, A.A. Calculation and design of exhaust noise mufflers for power engineering equipment [Text] /A. Igolkin, A. Kruchkov, E. Shakhmatov// Proceedings of the 7-th International Symposium «Transport Noise and Vibration». – St.Petersburg. – 2006. – P. 4-4.

146 Igolkin, A.A. Muffler of exhaust air [Электронный ресурс] / A. Igolkin // The 21st International Congress on Sound and Vibration (ICSV 21): The international institute of Acoustics and Vibration. – Beijing,China Bangkok. – 2014. – July 13-15. – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM).

147 ISO 10534-1 – 1996. Acoustics: determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Part 1: Method using standing wave ratio.

148 ISO 10534-2 – 1998. Acoustics: determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes. Part 2: Transfer-function method.

149 Jngard, U. Attenuation and Regeneration of Sound in Ducts and Jet Diffusers [Text] / U. Jngard

150 Jungbauer, D.E. Acoustic fatigue involving large turbo compressors and pressure reduction systems [Text] / D.E. Jungbauer, L.E. Blodgett // Proceedings of the twenty-seventh turbo machinery symposium. – 1998.

151 Jury, F.D. Fundamentals of aerodynamic noise in control valves [Text] / F.D. Jury // Technical monograph. – 1999. – P. 23.

152 Khaletskiy, Y. Acoustic Response of a Fan Duct Liner Including Porous Material [Электронный ресурс] / Y. Khaletskiy, A. Igolkin, Y. Pochkin // Twentieth International Congress on Sound and Vibration (ICSV 20): The international institute of Acoustics and Vibration. – Bangkok, Thailand. – 2013. – July 07-11.

153 Lighthill, M.J. On sound generated aerodynamically [Text] / M.J. Lighthill // Part I: General theory. Proc. Roy. Soc. Lond., 1952. – P. 564-587.

154 Ligterink, N.E. Flow induced vibration of subsea gas production systems caused by choke valves [Text] / N.E. Ligterink, R.D. Groot, H.J. Slot // SPE Annual Technical Conference. – 2012. – 8-10 октября.

155 Lyon, R.H. Theory and Application of Statistical Energy Analysis [Text] / R.H. Lyon and R.G. DeJong // Second Edition, Butterworth – Heinemann. – 1995.

156 MacKinnon, J. G. Recent Advances in Standardizing Valve Noise Prediction [Text] / J. G. MacKinnon // Society of Instrument and Control Engineers, Tokyo. – 1984.

157 Modification of a standard aero acoustic valve noise model to account for friction and two-phase flow [Text] / G. M. Singh, E. Rodarte, N. R. Miller [et al.] //ACRC Project 72 – 2000.

158 Monsen, J. Valve Noise Reduction Strategies [Online.] available: http://valin.com/index.php/blog/14-fluid-management-/311-valve-noise-reduction-strategies. – 2011.

159 Munjal, M. L. Acoustics of Ducts and Mufflers [Text] / M. L. Munjal // Second Edition, John Wiley and Sons, Chichester, UK, 2014.

160 NORSOK Standard L-002, July 2003, Edition 3.

161 Norton, M.P. Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers [Text] / M.P. Norton // First Edition, Cambridge University Press. – 1989.

162 Pedersen, R.C. Quantification of acoustic and hydrodynamic fields in flow duct systems [Text] / R.C. Pedersen, M. P. Norton // Aplied Acoustics. –1997. – Vol. 50, No 3. – P. 205-230.

163 Pressure reducing valve noise reduction [Электронный ресурс] /A. Igolkin, A. Kruchkov, A. Koh [et al.] // Proceedings of the Nineteen International Congress on Sound and Vibration (ICSV 19): The international institute of Acoustics and Vibration. – Vilnius, Lithuania. – 2012. – July 08-12. – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM).

164 Reinert, W. Gerauschberchaung. b. Regel und Abcperarmaturen [Text] / W. Reinert // Rege-lungstechnische Praxis. – 21 Jg. 1979, (6) . – P. 169 – 176.

165 Safin, A. I. Some research aspects of acoustic characteristics of metal rubber produced with new technology [Электронный ресурс] / A. I.Safin, A. A. Igolkin, M.V. Degtyarev // The 21st International Congress on Sound and Vibration (ICSV 21)/ The international institute of Acoustics and Vibration. – Beijing,China Bangkok. – 2014. – July 13-15 – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM).

166 Schalldampfler fur pneumatische Einrichtungen [Text] / «Maschienmarht». – 1974, Bd 80. – No 60.

167 Silencer optimization for the pressure reducing valve [Электронный ресурс] / A.A. Igolkin, A.I. Safin, A.N. Kryuchkov, [et al.] // Twentieth International Congress on Sound and Vibration (ICSV 20): The international institute of Acoustics and Vibration. – Bangkok, Thailand. – 2013. – July 07-11. – 1 электрон.опт. диск (CD-ROM).

168 Wachel, J.C. Displacement method for determining acceptable piping vibration amplitudes [Text] / J.C. Wachel // International pressure vessels and piping codes ans standarts: Volume 2 – current perspectives. – 1995.

169 Wachel, J.C. Piping vibration analysis [Text] / J.C. Wachel, S.J. Morton, K.E. Atkins // Proceedings of the nineteenth turbo machinery symposium. – 1990.

170 Wachel, J.C. Techniques for controlling piping vibration and failures [Text] / J.C. Wachel, C.L. Bates //American Society of Mechanical Engineers, Issue 76 -Pet-18, 1976. – 9 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ
Акты внедрения

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКИЙ ЦЕНТР «ПРОГРЕСС»
(АО «РКЦ «ПРОГРЕСС»)

ул. Земеца, д.18, г. Самара, 443009, тел. (846) 955-13-61, факс (846) 992-65-18, E-mail: mail@samspace.ru
ОКПО 43892776, ИНН 6312139922, КПП 997850001.

25.02.15 № 587/1125

На № _____ от _____

АКТ

О внедрении научных положений и выводов докторской диссертации
Иголкина Александра Алексеевича на тему:

**«РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЕЙ
АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ»**

в АО «РКЦ «Прогресс»

Разработанный Иголкиным Александром Алексеевичем метод определения характеристик и параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, обеспечивающий расчёт, выбор и оптимизацию параметров глушителей с точки зрения минимизации акустической мощности, излучаемой системой использован при разработке глушителя шума 468КД31.2511-0. Созданный при участии Иголкина А.А. глушитель внедрён на испытательных стендах 468КД31.2100-0, 468КД31.2200-0 и на блоке контроля и сброса давления 468КД31.2300-0 для космодрома «Восточный». В качестве звукопоглощающего материала использован упругопористый материал МР, параметры которого подбирались на основании разработанной Иголкиным А.А. математической модели. Использование глушителя шума позволило снизить шум на 38÷42 дБА и достичь санитарных норм на рабочем месте.

Первый заместитель генерального директора – генеральный конструктор – АО «РКЦ «Прогресс» , д.т.н. Ахметов Р.Н.

Заместитель начальника отделения, Заслуженный конструктор РФ Макарьянц М.В.

АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКИЙ ЦЕНТР «ПРОГРЕСС»
(АО «РКЦ «ПРОГРЕСС»)

ул. Земеца, д.18, г. Самара, 443009, тел. (846) 955-13-61, факс (846) 992-65-18, E-mail: mail@samspace.ru
ОКПО 43892776, ИНН 6312139922, КПП 997850001

28.08.15 № 586/1125

На № _____ от _____

АКТ

О внедрении научных положений и выводов докторской диссертации Иголкина Александра Алексеевича на тему:

«РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ»

в АО «РКЦ «Прогресс»

Разработанный Иголкиным Александром Алексеевичем опытный образец глушителя шума выхлопа пневматической шлифовальной машины внедрён в металлургическом производстве АО «РКЦ «Прогресс». Эффективность опытного образца разработанного глушителя шума составляет 16дБА.

Первый заместитель генерального директора – главный инженер АО «РКЦ «Прогресс» Тюлевин С.В.

Главный металлург Акишин С.А.

Федеральное
государственное унитарное предприятие
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ АВИАЦИОННОГО
МОТОРОСТРОЕНИЯ им. П.И. БАРАНОВА
111116, Москва, Авиамоторная, 2
Тел.: (499)7635747; Факс: (499)7636110;
E-mail: avim@ciam.ru

от 26.08.15 № 100-08/36

на № _____ от _____

Ректору СГАУ
Е.В. Шахматову
443086, г. Самара,
Московское шоссе, 34

АКТ

О внедрении научных положений и выводов докторской диссертации

Иголкина Александра Алексеевича на тему:

«РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЕЙ
АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМАХ»

в ГНЦ ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»

Разработанная Иголкиным Александром Алексеевичем математическая модель звукопоглощающего пористого металлического материала МР (металлорезина) с учётом его пропускной способности для использования его в глушителях аэродинамического шума внедрена в ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова. Использование разработанной математической модели позволило сократить количество модельных испытаний звукопоглощающих конструкций.

100 Заместитель генерального директора
ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» А.С. Новиков

А.Н. Гогурко

Исп. Халецкий Ю.Д.
Тел. (495) 362 4174

АКТ

О внедрении научных положений и выводов докторской диссертации

Иголкина Александра Алексеевича на тему:

«РАЗРАБОТКА ГЛУШИТЕЛЕЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО ШУМА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ И ГАЗОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ»

Разработанный Иголкиным Александром Алексеевичем метод определения характеристик и параметров глушителей шума пневматических и газотранспортных систем, использован при разработке глушителя шума регулятора давления РД-100-64. Созданный при участии Иголкина А.А. глушитель внедрён на ГРС – 17 ООО «Газпром трансгаз Самара». Использование глушителя шума позволило существенно снизить уровень шума, а совместно со звукоизолирующим кожухом достичь санитарных норм на рабочем месте.

Главный инженер — первый заместитель генерального директора В.А. Грабовец

25.08.2015

Заместитель начальника ТО В.В. Мидюкин